
С. Р. ГОПИН
В. М. ШАВРА



ВОЗДУШНЫЕ КОНДЕНСАТОРЫ МАЛЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

- ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ И ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
- ТЕПЛОПЕРЕНОС И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ
- КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ
- ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ СОПОСТАВЛЕНИЕ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ
- ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ

С. Р. ГОПИН
В. М. ШАВРА

ВОЗДУШНЫЕ КОНДЕНСАТОРЫ МАЛЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН



МОСКВА
ВО "АГРОПРОМИЗДАТ"
1987

ББК 31.392
Г66
УДК 621.57.048

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. А. А. Гоголин, инж. Л. Г. Каплан.

Гопин С. Р., Шавра В. М.
Г 66 Воздушные конденсаторы малых холодильных машин. – М.: ВО "Агропромиздат", 1987. – 151 с.: ил.

Приведены сведения по исследованию, конструкциям и эксплуатации воздушных конденсаторов холодильных машин, применяемых на предприятиях пищевых отраслей промышленности, торговли, общественного питания и на транспорте. Особое внимание уделено вопросам оптимизации конструкции, технико-экономическому анализу и повышению технического уровня аппаратов.
Для специалистов холодильной промышленности.

Г $\frac{2303050000-204}{035(01)-87}$ 43–87 ББК 31.392

В настоящее время малые холодильные машины с конденсаторами, охлаждаемыми воздухом (воздушными конденсаторами), являются одним из наиболее массовых видов холодильных машин, выпускаемых отечественной промышленностью и находящихся в эксплуатации. Воздушные конденсаторы с принудительным движением воздуха применяют главным образом в малых компрессионных холодильных машинах, широко используемых на предприятиях торговли и общественного питания, в машинах средней производительности – на предприятиях пищевой промышленности, в системах кондиционирования воздуха и на транспорте (автомобильном и железнодорожном).

В последние годы в связи с острым дефицитом воды, особенно в городских условиях, и ее высокой стоимостью, к воздушному охлаждению конденсаторов переходят в машинах производительностью примерно до 100 кВт [24, 46]. Широкое применение получают воздушные конденсаторы в установках централизованного холодоснабжения магазинов типа "Универсам".

Анализ современных тенденций развития малых холодильных машин показывает, что герметичные компрессоры с частотой вращения 50 $с^{-1}$, имеют довольно высокие удельные энергетические показатели, малые массу и габаритные размеры. В то же время применяемые воздушные конденсаторы достаточно металлоемки и велики по размерам. Поэтому дальнейшее улучшение характеристик агрегатов должно идти главным образом по пути повышения эффективности воздушных конденсаторов.

В настоящей книге обобщены последние данные по исследованию, эксплуатации и конструированию воздушных конденсаторов холодильных машин производительностью 0,3–100 кВт. Рассмотрены принципиальные схемы включения конденсаторов и новые конструкции, отвечающие современному мировому уровню, а также результаты исследований процессов внутреннего и наружного теплопереноса в конденсаторах. Приведены основные характеристики воздушных конденсаторов, выпускаемых в СССР и ряде зарубежных стран (лучшие конструкции), а также характеристики холодильных агрегатов, в которых они применяются. Рассмотрены методы сравнения различных конструкций на основе техно-экономического анализа, что позволило составить математические модели, с помощью которых можно прогнозировать создание конденсаторов и агрегатов на современном мировом уровне.

Авторы полагают, что данная книга будет полезна, в первую очередь, специалистам, занимающимся созданием новых моделей холодильных агрегатов малой и средней производительности, а также воздушных конденсаторов холодильных машин большой производительности.

Приводимые в книге сведения по эксплуатации конденсаторов и агрегатов будут способствовать совершенствованию обслуживания холодильных установок, повышению их надежности и сокращению энергопотребления.

Авторы считают своим долгом отметить большой вклад в совершенствование воздушных конденсаторов специалистов рижского завода "Компрессор" канд. техн. наук В. С. Крылова, инж. Л. Б. Альшванга, А. А. Курситиса, Э. Ю. Каплан и других, выполнивших большой объем испытаний конденсаторов и холодильных агрегатов на стендах завода.

Авторы также с благодарностью отмечают участие в разработке и испытаниях новых конструкций вентиляторов инж. В. А. Роговой и признательны инж. В. Ф. Лазаренко за информацию, способствовавшую улучшению содержания книги.

Особую признательность и благодарность авторы выражают рецензентам д-ру техн. наук, проф. А. А. Гоголину и инж. Л. Г. Каплану за ценные советы и замечания, сделанные при рецензировании рукописи.

1. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ И ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВОЗДУШНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ

1.1. КОНДЕНСАТОР КАК ЭЛЕМЕНТ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Воздушный конденсатор холодильной машины служит для отвода теплоты в окружающую среду, определяя при этом режим работы холодильного агрегата и машины в целом, так как работа всех элементов холодильной машины тесно взаимосвязана (рис. 1). Одним из результатов взаимодействия элементов холодильной машины можно считать тепловое состояние компрессора, определяемое установившейся температурой обмотки встроенного электродвигателя, так как от него в конечном итоге зависит работоспособность компрессора.

Главным фактором, влияющим на режим работы конденсатора и агрегата в целом, является температура окружающего воздуха, величина которой определяет прежде всего значение температуры конденсации – одного из основных рабочих параметров холодильной машины.

Температура конденсации зависит также от теплопередающей способности конденсатора, которая, в свою очередь, обусловлена конструкцией аппарата. В воздушных конденсаторах на эффективность теплопередачи влияет прежде всего теплоотдача со стороны воздуха, представляющая наибольшее тепловое сопротивление. Особенно велико это сопротивление в воздушных конденсаторах, работающих при естественной конвекции воздуха. Коэффициенты теплопередачи у них невелики [3–10 Вт/(м^2·С)], поэтому такие конденсаторы применяют главным образом в агрегатах бытовых холодильников производительностью до 200 Вт*.

В малых холодильных машинах для предприятий торговли и общественного питания, фреоновых машинах средней производительности, используемых на транспорте, а также в установках промышленных предприятий воздушные конденсаторы охлаждаются потоком воздуха, принудительно создаваемым специальным (обычно осевым) вентилятором [21, 22]. Такие конденсаторы представляют собой один или несколько (по ходу воздуха) змеевиков из труб с укрепленными на них пластинчатыми ребрами. Холодильный агент конденсируется в трубах. Ребра и трубы снаружи охлаждаются воздухом.

Обычно в агрегатах холодопроизводительностью до 2–6 кВт конденсатор устанавливают на общей раме с компрессором, при этом в агрегатах с герметичными и бессальниковыми компрессорами вентилятор приводится в действие от отдельного электродвигателя, а в агре-

* Конденсаторы бытовых холодильников в книге не рассматриваются.

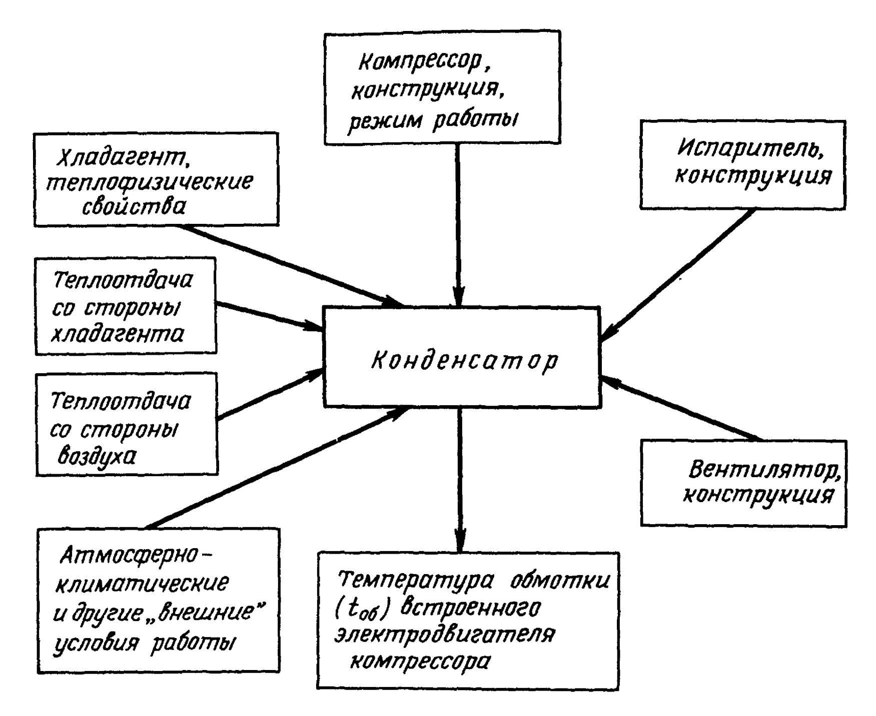


Рис. 1. Взаимосвязь конденсатора с другими элементами применительно к агрегатам с герметичными и бессальниковыми компрессорами

гатах с сальниковыми компрессорами вентилятор насажен на вал электродвигателя компрессора.

В холодильных машинах с бессальниковыми компрессорами холодопроизводительностью 6–15 кВт, используемыми для централизованного холодоснабжения магазинов типа "Универсам", в последние годы наметилась тенденция установки общего воздушного конденсатора отдельно от компрессора, обычно на крыше здания. С повышением холодопроизводительности до 10–15 кВт рост габаритов компрессора и конденсатора происходит примерно в равной степени, а при большей холодопроизводительности размеры конденсатора увеличиваются значительно быстрее, чем компрессора. Это приводит к необходимости отдельного размещения конденсатора.

Если до 70-х годов нашего века граница широкого применения воздушного охлаждения конденсаторов соответствовала холодопроизводительности 5–6 кВт, то в настоящее время она охватывает область примерно до 100 кВт [46]. При этом значительно сократилось применение прямоточного и оборотного водоснабжения, а использование водопроводных сетей стало исключением.

Опыт эксплуатации холодильных машин в США с воздушным охлаж-

дением конденсаторов, уже начиная с 60-х годов, показал их несомненную конкурентоспособность в сравнении с водяным. Примерные относительные эксплуатационные затраты для установки холодопроизводительностью около 32 кВт приведены ниже.

Охлаждение	Относительные эксплуатационные затраты
Воздушное с выносным конденсатором	1,0 (условно)
Испарительное	1,04
Водяное оборотное с градирней	1,21
Водяное прямоточное	9,7

В настоящее время к холодильным машинам предъявляют все более жесткие санитарно-технические требования [24] в целях предотвращения загрязнения водоемов, сокращения расхода пресной воды и др. В связи с этим использование воздушного охлаждения конденсаторов холодильных машин становится все более актуальной задачей. Этому способствует также широкий экспорт холодильных машин в страны с ограниченными водными ресурсами.

Несмотря на то что системы с воздушным охлаждением конденсаторов в сравнении с водяным имеют более низкую начальную стоимость, меньшие эксплуатационные расходы и более просты в обслуживании, их эксплуатация связана с решением ряда проблем. Основными недостатками воздушных конденсаторов являются шум при работе вентиляторов, более высокая температура конденсации и соответственно повышенное энергопотребление в жаркое летнее время, а также необходимость применения специальных устройств (следовательно, усложнение схемы машины и ее бо́льшая стоимость) для регулирования давления конденсации зимой при низкой окружающей температуре.

Однако преимущества воздушного охлаждения конденсаторов гораздо существеннее, а современное развитие техники позволяет достаточно успешно разрешать указанные проблемы. Так, снижение шума при создании воздушных конденсаторов обеспечивается путем выбора оптимального профиля лопаток вентилятора, а также оптимальных значений частоты его вращения и диаметра. В конечном итоге принимают компромиссное решение, обеспечивающее допустимый предел уровня шума, для установок холодопроизводительностью до 100 кВт.

1.2. КЛАССИФИКАЦИЯ И ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНДЕНСАТОРОВ

Воздушные конденсаторы малых холодильных маших можно классифицировать следующим образом [24, 46].

По способу циркуляции охлаждающего воздуха различают конденсаторы с естественной циркуляцией (свободное движение) и с принудительным движением воздуха.

По условиям движения хладагента в секциях аппарата конденсаторы разделяются на следующие типы: с последовательным, параллельным и последовательно-параллельным движением.

По месту установки конденсаторы классифицируют на встроенные (установленные непосредственно на раме агрегата рядом с компрессором) и выносные (установленные отдельно от компрессора, обычно снаружи здания, сбоку или на крыше машинного отделения).

По виду выполнения теплопередающих поверхностей конденсаторы могут быть гладкотрубные, ребристо-трубные, листотрубные и панельные.

Аппараты с естественной циркуляцией (конвекцией) воздуха используют преимущественно в бытовых холодильниках. Такой аппарат имеет односекционную конструкцию с последовательным движением хладагента. Наибольшее распространение имеют два типа конструкции: листотрубная (представляющая собой плоский змеевик из круглой трубки, обычно диаметром 6 мм, плотно прижатый к металлическому листу, имеющему просечки различного вида) и ребристо-трубная (представляющая собой плоский трубчатый змеевик, аналогичный предыдущей конструкции, но имеющий снаружи оребрение, выполненное из отрезков толстой проволоки диаметром 1,5–2 мм, приваренной к трубкам по высоте всего змеевика).

В отдельных случаях конденсатор бытового холодильника может иметь панельную конструкцию, где, как и в испарителе, хладагент проходит по каналам внутри двухслойного листа.

Аппараты с принудительным движением воздуха выполняют преимущественно ребристо-трубными путем насадки на гладкие трубы пластинчатых ребер. Последние могут иметь различную форму (подробно этот вопрос будет рассмотрен ниже). Такие аппараты называют также пластинчато-ребристыми. Широкое распространение такие аппараты получили вследствие сравнительно низкой трудоемкости их изготовления.

Оребрение может выполняться также путем навивки на трубу ленты или выдавливанием ребер непосредственно из материала трубы. Иногда оребрение делают не только снаружи, но и внутри путем использования различных вставок-насадок на стороне хладагента. Как будет показано ниже, такие аппараты (имеющие двустороннее оребрение) обладают высокой теплопередающей способностью, но из-за технологических сложностей изготовления еще не нашли широкого применения в отечественной и мировой практике.

Воздушный конденсатор малой холодильной машины является одним из конструктивных узлов (элементов) холодильного агрегата,

поэтому его характеристики и пути их совершенствования тесно связаны с развитием и совершенствованием других элементов: компрессора, ресивера, рамы и др.

В целях определения основных современных тенденций конструирования и оценки возможности прогнозирования характеристик малых холодильных агрегатов [45] авторами проведен анализ характеристик агрегатов, выпускаемых десятью ведущими фирмами в девяти промышленно-развитых странах мира. Рассмотрены средне- и низкотемпературные агрегаты холодопроизводительностью от 200 до 6000 Вт. Анализировались следующие их основные характеристики: холодильный коэффициент ϵ; удельная материалоемкость M; удельный занимаемый объем V; корректированный уровень звуковой мощности U.

Отметим, что большинство зарубежных фирм приводит данные о холодопроизводительности и потребляемой мощности при режимах, отличных от спецификационных, принятых в СССР по ГОСТ 22502–77 (табл. 1).

Таблица 1

Номинальные рабочие режимы холодильных агрегатов

Страна-изготовитель (фирма)	Диапазон температур кипения t_0, °С	Номинальная температура, °С	
		кипения t_0	окружающего воздуха $t_{о.в}$*
Среднетемпературные агрегаты			
СССР	−25 ÷ −10	−15	20
Италия ("Аспера-Фриго")	−30 ÷ −5	−15	32
НРБ ("Антон Иванов")	−30 ÷ −5	−15	32
Дания ("Данфос")	−25 ÷ +15	−10	32
ГДР (ДКК)	−35 ÷ −5	−15	32
ФРГ ("Линде")	−40 ÷ +5	−15	25
Япония ("Санио")	−30 ÷ −10	−15	32,2
Япония ("Тошиба")	−30 ÷ −5	−15	32
США ("Текумсе")	−30 ÷ −5	−15	32
Австрия ("Фригопол")	−40 ÷ −5	−15	25
Франция ("Юните Герметик")	−35 ÷ −10	−15	32
Низкотемпературные агрегаты			
СССР	−40 ÷ −25	−35	20
НРБ ("Антон Иванов")	−40 ÷ −20	−30	32
Дания ("Данфос")	−40 ÷ −5	−25	32
ФРГ ("Линде")	−50 ÷ −10	−35	25
Япония ("Санио")	−40 ÷ −20	−35	32,2
Япония ("Тошиба")	−45 ÷ −5	−25	32
США ("Текумсе")	−35 ÷ −5	−35	32
Австрия ("Фригопол")	−45 ÷ −20	−35	25

* Температура пара на всасывании в компрессор принимается равной $t_{о.в}$.

В СССР в соответствии с ГОСТ 22502–77 на агрегаты герметичные холодильные для торгового оборудования принято три температурных исполнения: В – высокотемпературное, С – среднетемпературное и Н – низкотемпературное. Соответствующие режимы приведены в табл. 2.

Таблица 2

Температурные режимы отечественных агрегатов

Исполнение агрегата	Диапазон температур кипения, °С	Хладагент
В	−10 ÷ +10	R12
С	−25 ÷ −10	R12
Н	−40 ÷ −25	R22, R502

Для получения сравнимых данных показатели агрегатов приводили расчетным путем к следующим сравнительным условиям: температура кипения среднетемпературных агрегатов −15°С; температура кипения низкотемпературных агрегатов −35°С; температура всасывания принималась равной температуре окружающего воздуха 32°С.

При несоответствии каталожных данных и данных испытаний указанным температурам проводили пересчет по соотношениям, приведенным в табл. 3, полученным на основе анализа зависимостей $Q_0 = f(t_0 t_{о.в})$ и $Ne = \varphi(t_0 t_{о.в})$ для агрегатов указанных фирм.

Таблица 3

Изменение холодопроизводительности и потребляемой мощности (в %) холодильных агрегатов с ростом на 1°С температуры кипения и окружающего воздуха

Агрегаты	Изменение холодопроизводительности с ростом на 1°С		Изменение потребляемой мощности, с ростом на 1°С	
	$t_{о.в}$	t_0	$t_{о.в}$	t_0
Среднетемпературные	−1,2	+3,0	+0,25	+1,0
Низкотемпературные	−2,0	+3,0	−0,25	+1,0

Примечание. Данные соответствуют диапазону t_0 от −40 до +5°С и $t_{о.в}$ от 15 до 45°С.

Для современных среднетемпературных агрегатов в диапазоне холодопроизводительности от 0,1 до 6 кВт холодильный коэффициент изменяется от 1,12 до 1,88; удельная материалоемкость – от 100 до 28 кг/кВт, удельный объем – от 0,23 до 0,04 м^3/кВт и удельная масса компрессора – от 38 до 17,6 кг/кВт.

Для низкотемпературных агрегатов холодопроизводительностью 0,1–1 кВт перечисленные показатели будут следующими: холодильный коэффициент – 0,7–1,15; удельная материалоемкость – 180–55 кг/кВт, удельный объем – 0,28–0,09 м^3/кВт; удельная масса компрессора – 65–24 кг/кВт.

Холодильный коэффициент с ростом холодопроизводительности агрегатов имеет слабую тенденцию к росту, а массогабаритные характеристики при этом су-

щественно улучшаются (снижаются). Отметим, что характер этих зависимостей примерно одинаков для агрегатов разных фирм.

Корректированный уровень звуковой мощности для зарубежных агрегатов составляет 57–67 дБ А*.

Изменение холодопроизводительности среднетемпературных агрегатов достигается путем изменения диаметра цилиндров (23–50 мм) компрессора или числа цилиндров (1–2).

Агрегаты меньшей производительности имеют однофазные электродвигатели, а большей – трехфазные. Соответственно меняется и напряжение со 110–220 на 220–380 В. В диапазоне рабочих температур от 15 до –30°С используется хладагент R12. При расширении диапазона температур кипения до –45°С используют хладагент R22 или R502. Диапазон холодопроизводительности среднетемпературных агрегатов, подвергнутых анализу, составил 0,2–6 кВт. Воздушные конденсаторы агрегатов имеют вентиляторы с крыльчатками диаметром от 160 до 350 мм. Частота вращения электродвигателей компрессора равна 50 $с^{-1}$, за исключением отдельных агрегатов фирмы "Линде" (ФРГ), у которых частота вращения составляет 25 $с^{-1}$.

Диапазон холодопроизводительности анализируемых низкотемпературных агрегатов 0,3–2 кВт. Компрессоры в большинстве случаев одноцилиндровые, диаметром 35–45 мм. Только компрессоры агрегатов фирмы "Линде" имеют два цилиндра и частоту вращения 25 $с^{-1}$.

В низкотемпературных агрегатах используют хладагент R502 и только в редких случаях R12.

Проведенный анализ показывает, что в последние годы за рубежом имеет место существенное улучшение энергетических и шумовых характеристик малых холодильных агрегатов. Разность между температурами конденсации и окружающего воздуха у них снижена до 10–12°С и примерно соответствует нашим нормам. В большинстве агрегатов с целью снижения шума диаметр крыльчатки вентилятора не превышает 260 мм. Подавляющее большинство фирм использует внутреннюю подвеску компрессоров в кожухе, а также глушители на всасывании и нагнетании. Фирмы "Санио" и "Тошиба" (Япония) не только в низкотемпературных, но и в среднетемпературных агрегатах предусматривают охлаждение масла с помощью змеевика, установленного в нижней части кожуха компрессора и включенного в циркуляционный контур воздушного конденсатора.

Компактность электродвигателей достигается в результате применения изоляции с допустимой максимальной температурой 130–150°С.

Удельная вместимость ресиверов зарубежных агрегатов составляет 1,8–2 $дм^3$ на 1 кВт холодопроизводительности.

В последние годы в связи с широким внедрением оттаивания снеговой шубы с поверхности испарителей горячими парами хладагента ряд фирм ["Санио", "Тошиба" (Япония), "Текумсе" (США) и др.] комплектует агрегаты отделителями жидкости. Удельная вместимость последних составляет 1–1,5 $дм^3$ на 1 кВт холодопроизводительности.

Некоторые фирмы ["Аспера Фриго" (Италия)] изготовляют корпус компрессора из алюминиевых сплавов, что значительно снижает массу агрегатов.

Удельный расход воздуха, обдувающего конденсатор, у разных фирм неодинаков. Средняя величина составляет 0,15 $м^3$/с на 1 кВт холодопроизводительности.

Фирма "Фригопол" (Австрия) единственная в Европе выпускает агрегаты с экранированными компрессорами, массогабаритные характеристики которых значительно хуже агрегатов других фирм. Для снижения металлоемкости некото-

---

* Указанный параметр принимался согласно методике ГОСТ 22502–77, принятой в отечественной практике.

рые фирмы, например ДКК (ГДР), "Данфос" (Дания), вместо цельноштампованных рам используют сварные из профильного проката.

Удельные показатели агрегатов разных фирм значительно отличаются друг от друга, и нет такой модели, у которой все показатели были бы наилучшими. Поэтому представляется интересным построить математическую модель для выявления зависимости между различными удельными показателями. Такая попытка была предпринята для среднетемпературных агрегатов указанных выше зарубежных фирм [45]. Многофакторные регрессивные модели позволяют в результате расчетов на ЭВМ по некоторым известным параметрам ориентировочно прогнозировать значения других – неизвестных.

Основное внимание при этом, как и при анализе конструктивных особенностей зарубежных агрегатов, было уделено параметрам: холодопроизводительности Q_0; холодильному коэффициенту ϵ; удельным массе M и объему V, а также уровню шума $Ш$.

При построении нелинейных регрессивных моделей был использован метод степенного преобразования [63]. Проводилась отработка следующих моделей:

$$Ш = f(Q_0, M, V, \epsilon); \; M = \varphi(Q_0, V, \epsilon);$$
$$V = \psi(Q_0, M, \epsilon); \; \epsilon = \xi(Q_0, Ш, V).$$

Из построенных моделей предпочтение можно отдать зависимостям

$$Ш = f(Q_0, M) \text{ и } M = \varphi(Q_0, V).$$

Уравнение для уровня шума имеет вид

$$\ln = Ш = 1{,}779 + 0{,}189 \ln Q_0 + 0{,}288 \ln M \pm K\hat{\sigma},$$

где $Ш$ – корректированный уровень звуковой мощности, дБ А; Q_0 – холодопроизводительность агрегата, Вт (при $t_0 = -15°C$ и $t_{о.в} = 32°C$); M – удельная масса агрегата, кг/кВт; K – коэффициент, определяющий доверительную область. (При $K = 1$ и $K = 2$ имеем соответственно 68%-ную и 95%-ную доверительные области); σ – стандартная ошибка оценки, равная 0,0554.

Коэффициент множественной детерминации $R^2 = 0{,}622$, а значение критерия Фишера F = 18,1.

Для инженерных расчетов можно также использовать линейную множественную регрессию:

$$Ш = 35{,}23 + 0{,}014 Q_0 + 0{,}324 M \pm K\hat{\sigma}, \text{ где } \hat{\sigma} = 3{,}66; \; R^2 = 0{,}579;$$
$$F = 15{,}16.$$

Соответственно для определения массы агрегата зависимость имеет вид $M = 28{,}33 - 0{,}013 Q_0 + 367{,}8 V \pm K\hat{\sigma}$, где $\hat{\sigma} = 6{,}343$; $R^2 = 0{,}787$; F = 68,22.

При построении этих моделей факторы, входящие в них, варьировались в следующих пределах: $Q_0 = 281 \div 1500$ Вт; М = 30 ÷ 87,5 кг/кВт; $V = 0{,}045 \div 0{,}149$ м^3/кВт.

При этом средняя погрешность определения массы агрегата в килограммах составляет ±16,8% (95%-ная доверительная область) и ±8,6% (68%-ная доверительная область), для уровня шума в дБА – соответственно ±11,8% (95%-ная доверительная область) и ±5,9% (68%-ная доверительная область).

В целях оценки достоверности моделей по ним были просчитаны

данные агрегатов фирмы "Битцер" (ФРГ), не вошедшие в предыдущий анализ.

Сравнительные данные расчета массы агрегатов по модели и по каталогу приведены в табл. 4.

Таблица 4

Каталожные и расчетные данные агрегатов

Показатель	BVH40R	BVH16RN
Холодопроизводительность, Вт	325	1160
Удельный объем, $м^3$/кг	0,12	0,059
Масса, кг		
по каталогу	20,7	35,0
по модели	22,2	40,0
Расхождение, %	7,2	14,3

Основные градации отечественных и зарубежных агрегатов и их показатели приведены в табл. 5 и 6.

Таблица 5

Показатели среднетемпературных агрегатов

Страна-изготовитель (фирма)	Диапазон холодопроизводительности, Вт	Хладагент	Масса агрегата, кг	Масса компрессора, кг	Занимаемый объем, $м^3$
СССР					
серийно выпускаемые агрегаты;	320–1250	R12	26–53	12,2–32	0,04–0,1
новые агрегаты, подлежащие освоению [22]	400–630	R12	29–31	16,0	0,037–0,04
Италия ("Аспера-Фриго")	419–1360	R12	18–31	10,9–22,0	0,024–0,046
НРБ ("Антон Иванов")	675–1512	R12	33–45	20–25	0,054–0,08
Дания ("Данфос")	240–350	R12	16–22	–	0,029–0,032
ГДР (ДКК)	157–727	R12	22–30	12,3–16,8	0,036–0,042
ФРГ ("Линде")	197–1372	R12	18–55	–	0,03–0,09
Япония ("Санио")	434–2896	R12	22–80	14–25	0,037–0,27
Япония ("Тошиба")	345–6033	R12	27–156	16–71	0,019–0,038
США ("Текумсе")	274–933	R12	16–39	10–17,2	0,024–0,057
Австрия ("Фригопол")	65–1194	R22	35–127	23–73	0,054–0,3
	197–1865	R22	43–174	25,5–73	0,074–0,36
Франция ("Юните Герметик")	343–2440	R12, R502	10–57	10,6–31,7	0,029–0,125

Таблица 6

Показатели низкотемпературных агрегатов

Страна-изготовитель (фирма)	Диапазон холодопроизводительности, Вт	Хладагент	Масса агрегата, кг	Масса компрессора, кг	Занимаемый объем, $м^3$
СССР					
серийно выпускаемые новые агрегаты, подлежащие освоению [22]	250–630 315–630	R22 R502	40–59 30–46	25–33 16–22	0,04–0,15 0,35–0,08
НРБ ("Антон Иванов")	407–1093	R502	38–49	20–24	0,53–0,08
ФРГ ("Линде")	556–920	R502	63–65	–	–
Япония ("Санио")	656–718	R502	45–48	24	0,075–0,098
США ("Текумсе")	385–603	R22, R12	–	–	0,04–0,102
Австрия ("Фригопол")	66–689	R502	43–174	25,5–73	0,074–0,613

Герметичные компрессоры отечественных агрегатов, выпускаемых серийно, имеют синхронную частоту вращения 25 $м^{-1}$, а у агрегатов нового ряда она повышена вдвое – 50 $с^{-1}$.

Тепловая нагрузка на конденсатор при прочих равных условиях существенно зависит от температурного напора и расхода воздуха, которые выбираются на основе технико-экономичемких расчетов. С учетом этого строится градация конденсаторов для малых холодильных машин. Причем существенную роль при этом играет температурное исполнение холодильного агрегата.

Основные показатели градации отечественных конденсаторов для агрегатов торгового холодильного оборудования приведены в табл. 7, зарубежных – в табл. 8. Отметим, что в отечественной практике тепловую нагрузку на конденсатор обычно относят к разности температур конденсации и окружающего воздуха около 10°С, в зарубежной – к Δt = 15°С.

В отечественной практике в малых холодильных машинах холодопроизводительностью до 10 кВт применяются ребристо-трубные конструкции конденсаторов, за рубежом в последние годы появились принципиально новые модификации конденсаторов [50].

Анализ рассмотренных современных конструкций конденсаторов [50] показывает,что плотность теплового потока $q_F = Q_К/F$ находится в пределах от 0,22 до 1,22 кВт/$м^2$ (преобладающее значение 0,3–0,46 кВт/$м^2$); удельная масса аппаратов $M/Q_К$ составляет от 2,6 до 13,5 кг/кВт, а при исключении вентиляторного узла – от 1,0 до 6,0 кг/кВт; удельный расход воздуха $V_{вз}/Q_К$ – от 0,06 до 0,3 ($м^3$/с)/кВт

Таблица 7

Градация отечественных конденсаторов герметичных агрегатов

Тип агрегата	Хладагент	Тепловая нагрузка $Q_К$ на конденсатор в номинальном режиме, кВт	Разность температур Δt, °С	Площадь наружной поверхности F, м^2	Расход воздуха $V_{вз}$, м^3/с	Масса M*, кг	Количество вентиляторов x диаметр, мм	Частота вращения вентилятора, с$^{-1}$	Занимаемый объем, м^3*
ВСр	R12	0,4–0,70	9,2–12,6	1,49–2	0,1–0,183	4–5	1x200–1x250	25	0,048–0,064
ВВр	R12	1,2–1,5	13–14,2	4,0	0,143	12,4	1x250	25	0,07
ВС	R12	0,6–1,5	8–12,2	1,9–4,4	0,143–0,28	5,2–13,6	1x250–1x290	25	0,06–0,091
ВН	R22 R12	0,3–0,8	4,9–6,3	1,9–4,4	0,194–0,28	5,9–10,2	1x250–1x290	25	0,06–0,0928
Агрегаты нового ряда [22]									
ВС	R12	0,5–0,7	9–10	1,31–2,72	0,11–0,118	4,5–6,5	1x200	25	0,043–0,044
ВН	R502	0,4–0,8	7–10	1,81–4,6	0,11–0,204	4,5–9,6	1x200–1x250	25	0,045–0,077

* Без вентиляторного узла.

Таблица 8

Показатели зарубежных конденсаторов

Класс поверхности	Страна-изготовитель (фирма)	Тип конденсатора	Тепловая нагрузка $Q_к$, кВт (при $\Delta t = 15°C$, хладагент R12)	Площадь поверхности теплообмена F, м^2	Объемный расход воздуха $V_{вз}$, м^3/с	Масса M, кг	Занимаемый объем, м^3	Количество вентиляторов x диаметр, мм	Частота вращения вентилятора, с$^{-1}$
II	Италия ("Контардо")	CR	8,46–39,6	–	1,38–3,66	–	0,2–0,52	1x400–3x400	24,2
		CR	50,3–96,8	–	4,86–6,19	–	1,1–1,59	2x610–3x610	15,3
		SCR	11,8–49,0	–	1,47–3,95	47–147	0,19–0,53	1x450–3x450	24,2
		SCR	61,2–306	–	5,27–19,69	160–840	0,9–3,75	2x600–8x600	15,8
		STN	0,33–2,62	0,5÷4,49	0,1–0,36	0,56–4,72*	0,002–0,012*	–	24,2
		STF	0,76–3,14	0,59÷2,57	0,16–0,36	0,88–3,86*	0,002–0,007*	–	24,2
		STTL	2,21–18,6	4÷39,6	0,55–1,76	4,0–40,2*	0,013–0,08*	–	24,2
II	Италия ("Дорин")	CC	5,8–34,8	20,2–120	–	–	0,4–0,74	1x300–6x400	–
		S	–	4,1–60	0,18–2,9	–	0,016–0,22	1x250–3x400	–
II	Япония ("Тайсей")	KH	3,36–37,5	7,3–80,9	0,41–3,6	–	–	1x300–4x400	–
II	ГДР (Комбинат воздушной и холодильной техники)	TGL	0,2–8,4	0,6–23,2	0,04–1,75	1,2–48*	0,002–0,063*	–	–
III	Япония ("Хитачи")	SV	1,85–3,5**	1,34–2,76	0,21–0,38	1,4–2,3*	0,002–0,0039*	–	–

* Без вентиляторного узла.

** Для температурного напора $\Delta t = 24°C$.

[преобладающее значение соответствует 0,1–0,2 (м^3/с)/кВт] ; разность температур $t_к - t_{о.в}$ – в пределах 10–12°С.

Показатели зарубежных конденсаторов [50] приведены в табл. 9.

Проведенный авторами [50] анализ тенденций развития ребристотрубных конденсаторов позволил провести оценку удельных показателей и построить также математические модели, связывающие основные из них:

$$M = f(Q, V, g, Ш);$$
$$V = f(Q, M, g, Ш);$$
$$g = f(Q, M, V, Ш);$$
$$n = f(Q, g);$$
$$Ш = f(Q, g, M, V);$$
$$k = f(Q, g, M, V);$$
$$Q = f(g, M, V, Ш),$$

где Q – тепловая нагрузка на конденсатор при фиксированной разности температур конденсации и воздуха на входе в аппарат Δt = 15°С, кВт; M – удельная масса аппарата, кг/кВт; g – удельный расход воздуха, (м^3/с)/кВт; V – удельный габаритный объем, м^3/кВт; k – условный коэффициент теплопередачи, отнесенный к разности температур Δt, Вт/(м^2·°С); n – удельная мощность, потребляемая двигателем вентилятора, Вт/кВт; $Ш$ – корректированный уровень звуковой мощности на расстоянии 1 м, дБ А.

Рассматривались параметры аппаратов трех ведущих зарубежных фирм, причем по материальному исполнению труб и ребер конденсаторы условно разделялись на две группы (см. табл. 9). Конденсаторы I и II групп имеют ребристо-трубную конструкцию, которая широко используется и в отечественной практике. Отработка моделей проводилась на ЭВМ типа ЕС-1020*. При построении нелинейных регрессионных моделей использован метод степенного преобразования, подробно изложенный в [63].

Строились модели с обработкой по линейной аппроксимации

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4 \pm K\sigma \quad (1)$$

и степенного вида

$$y^\lambda = b_0 + b_1x_1^\lambda + b_2x_2^\lambda + b_3x_3^\lambda + b_4x_4^\lambda \pm K\sigma, \quad (2)$$

где b_0, b_1, b_2, b_3, b_4 – коэффициенты при переменных параметрах; K – коэффициент, определяющий доверительную область (при K = 1 и 2 доверительная область соответственно 68 и 95%) ; σ – стандартная ошибка оценки.

В нелинейных регрессионных моделях параметр преобразования выбирался из условия максимизации функции правдоподобия.

В примененном степенном и линейном методах построения моделей особое значение имеют коэффициент детерминации R^2 и критерий Фише-

---

* Программа расчетов на ЭВМ и отработка моделей были проведены В.А.Рудницким и А.Д.Кобзевым.

Удельные показатели конденсаторов

Группа	Страна-изготовитель (фирма)	Тип конденсатора	Тепловая нагрузка (при Δt = = 15°C, R12), кВт	Площадь поверхности теплообмена F, м^2	Шаг ребер $S_р$, мм	Материал труб, ребер
I	Финляндия ("Финкойл")	F1-H	3,8–25,1	14,9–75,7	2,5	Медь, алюминий
		F1-M	6,0–20,2	22,3–75,7	2,5	То же
	Италия ("Контардо")	SCRH	11,8–91,8	23,2–197	2,5	Медь, алюминий
		LCRH	9,16–103	23,2–257	2,5	То же
II	ГДР (Комбинат воздушной и холодильной техники)	TGL	0,2–8,4	0,6–23,2	3,5	Сталь, сталь

* Без вентиляторного узла.

ра F: чем они выше, тем ниже значение стандартной ошибки оценки σ и тем модель более достоверна.

Отработка моделей показала слабое влияние некоторых параметров на другие, поэтому они исключались из функциональных зависимостей при F < 4.

Рассматривались параметры конденсаторов с тепловой нагрузкой $Q = 0{,}2 \div 103$ кВт и площадью наружной поверхности $F_н = 0{,}5 \div 257$ м^2.

Данные по разработанным моделям для двух групп конденсаторов представлены в табл. 10 и 11.

Представление о эффективности метода степенного преобразования можно получить, сравнив, например, модель вида

$$M^\lambda = f(Q^\lambda, g^\lambda, V^\lambda),$$

у которой R^2 =0,894, F =73,07 и σ=0,0179 (см. табл. 11), с моделью вида

$$M = f\,(Q, g, V),$$

для которой R^2 = 0,686, F = 18,93 и σ = 1,3312.

Применение степенной модели позволяет значительно сократить стандартную ошибку оценки σ и соответственно повысить достовер-

Таблица 9

зарубежных фирм

Удельные показатели				Корректированный уровень звуковой мощности	Условный коэффициент теплопередачи k, Вт/ $(м^2 \cdot °С)$	Число моделей ряда
M, кг/кВт	V, $м^3$/кВт	g, $(м^3/с)$/кВт	n, Вт/кВт			
13,5–5,57	0,046–0,034	0,11	63,7–52,6	56–71	17,0–22,1	6
9,16–6,93	0,042–0,042	0,09	16,5–14,5	55–60	17,9–17,8	5
4,8–2,66	0,03–0,033	0,124–0,086	50,8–23	58–60	33,9–31	8
6,22–3,5	0,039–0,038	0,1–0,068	37–19,2	46–55	26,3-26,7	11
6–5,7*	0,0093*–0,0075	0,18–0,21	–	–	22,2–24,1	16

ность расчетных данных. Поэтому в основном линейные модели не приводятся в табл. 10 и 11.

Степенные модели могут быть преобразованы в исходную систему координат. Например, для конденсаторов I группы модель определения условного коэффициента теплопередачи при фиксированных значениях g, M, V имеет вид до преобразования $K^{0,1} = -2{,}4809 - 0{,}3035g^{0,1} - 0{,}2447M^{0,1} - 2{,}1437V^{0,1} \pm K\sigma$ (при этом $\sigma = 0{,}1339$), после преобразования

$$K = 0{,}0889 + (3{,}4438 - 0{,}3035g^{0,1} - 0{,}2447M^{0,1} - 2{,}1437V^{0,1}) \pm K\sigma$$ (при этом $\sigma = 2{,}34$).

Модель определения удельной массы для конденсаторов II группы при фиксированных значениях Q и V до преобразования имеет вид

$$M^{-0,4} = 2{,}3819 + 0{,}0239Q^{-0,4} + 0{,}0759V^{-0,4} \pm K\sigma$$ (при этом $\sigma = 0{,}0179$),

после преобразования

$$M = 760{,}496 \cdot 10^{-5} + (-0{,}05226 + 0{,}0239Q^{-0,4} + 0{,}0758V^{0,4})^{-2,5} \pm K\sigma$$ (при этом $\sigma = 0{,}2694$).

Таблица 10

Конденсаторы I группы (см. табл. 9)

Вид модели	Значения коэффициентов в уравнениях (1) и (2)				Коэффициент детерминации R^2	Критерий Фишера F	Стандартная оценка ошибки σ
	b_0	b_1	b_2	b_3			
$M^\lambda = f(Q^\lambda, g^\lambda, V^\lambda)$ $\lambda = -0{,}1$	3,5789	−0,4364	−0,0952	0,3055	0,894	73,0685	0,1131
$V^\lambda = f(Q^\lambda, M^\lambda, Ш^\lambda)$ $\lambda = 0{,}6$	−1,4291	0,0026	0,246	−0,0064	0,5525	10,698	0,0187
$g^\lambda = f(M^\lambda, Ш^\lambda)$ $\lambda = -1{,}9$	−9948,53	458,333	188570,3	–	0,418	9,697	16,25
$Q^\lambda = f(g^\lambda, M^\lambda, V^\lambda)$ $\lambda = -0{,}1$	6,4437	−0,3736	−1,9098	0,5046	0,889	68,07	0,02366
$n = f(Q, g)$	10,8573	−0,0774	240,7657	–	0,387	8,51	10,97
$Ш = f(g, V)$	53,1021	185,23	−344,55	–	0,4006	9,02	5,007
$K^\lambda = f(g^\lambda, M^\lambda, V^\lambda)$ $\lambda = 0{,}1$	−2,4809	−0,3035	−0,2447	−2,1437	0,907	84,5	0,1339

8Y/

Таблица 11

Конденсаторы II группы (см. табл. 9)

Вид модели	Значения коэффициентов в уравнениях (1) и (2)			Коэффициент детерминации R^2	Критерий Фишера F	Стандартная ошибка оценки σ
	b_0	b_1	b_2			
$M^\lambda = f(Q^\lambda, V^\lambda)$ $\lambda = -0,4$	2,3819	0,0239	0,0759	0,956	141,4	0,0179
$V^\lambda = f(Q^\lambda, M^\lambda)$ $\lambda = -0,1$	−8,8266	0,0801	1,6447	0,9666	188,4	0,0543
$K^\lambda = f(Q^\lambda, V^\lambda)$ $\lambda = -0,2$	0,7721	−0,0275	0,1947	0,9637	172,6	0,0154

Таблица 12

Сравнение данных, рассчитанных по математическим моделям

Конденсатор	Тепловая нагрузка Q при Δt = = 15°С, кВт	Удельный объем V, м^3/кВт	Масса M, кг		Ошибка, %	Коэффициент теплопередачи κ, Вт/(м^2·°С)		Ошибка, %
			по данным завода-изготовителя	по модели $M\lambda = f(Q\lambda, V\lambda)$ (см. табл. 11 при $K = 2$)		по данным завода-изготовителя	по модели $K\lambda = f(Q\lambda, V\lambda)$ (см. табл. 11 при $K = 2$)	
Входящий в состав агрегата ВВ$_р$1000 1 (2), ГОСТ 22502–77	1,3	0,0059	12,4	13,1	+5,6	21,6	22,65	+5
TGL-1000 (ГДР, "Комбинат воздушной и холодильной техники")	1,57	0,0092	10,5	11,34	+8,0	10,5	22,5	+10

Аналогичным образом могут быть преобразованы и другие степенные модели.

Для оценки возможности использования разработанных моделей и для отечественных конденсаторов были просчитаны данные по конденсаторам холодильных агрегатов (ГОСТ 22502–77), имеющих конструкцию, близкую к группе II.

В табл. 12 для сравнения приведены данные по массам (без вентиляторного узла) и коэффициентам теплопередачи конденсатора отечественного производства.

Аналогичные расчеты по другим моделям показали, что погрешность от абсолютных значений параметров, определяемых для диапазона $Q = 0{,}2 \div 103$ кВт, составляет 3–20%. Построенные математические модели позволяют прогнозировать возможность создания конденсаторов и холодильных агрегатов на современном уровне и при этом в зависимости от требований по определенным характеристикам к элементам холодильной машины оценивать значения других характеристик.

1.3. ВЛИЯНИЕ КОНДЕНСАТОРА НА РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА

Отношение количества теплоты, отведенной в конденсаторе, к холодопроизводительности компрессора не является постоянной величиной и зависит от температур конденсации и кипения. За последние несколько десятилетий диапазон рабочих температур, характеризующих условия работы агрегата, значительно расширился. В соответствии с ГОСТ 22502–77 отечественные агрегаты для торгового холодильного оборудования должны работать при температурах окружающего воздуха от 5 до 45°С. При этом максимальная температура конденсации не должна превышать 55°С.

Влияние конденсатора на массовые, габаритные и стоимостные показатели агрегата невелико [57]. Для агрегатов холодопроизводительностью 250–1250 Вт объем конденсатора (без вентиляторного узла) составляет 10–19% объема агрегата и 70–90% объема компрессора, масса – 12–16% массы агрегата, мощность, потребляемая вентилятором, – не более 10% всей мощности, потребляемой агрегатом, а стоимость конденсатора – 7–19% стоимости агрегата.

В то же время от правильного выбора размеров конденсатора в значительной степени зависят энергетические и шумовые характеристики холодильного агрегата. Так, повышение температуры конденсации при прочих равных условиях позволяет снизить массу и стоимость конденсатора, но, как показывает технико-экономический анализ [28] применительно к агрегату ВС800, увеличение разности температур конденсации и окружающего воздуха с 10°С (как это принято в отечествен-

ной практике) до 16°С уменьшает холодопроизводительность агрегата на 9%, удельную холодопроизводительнсcть на 13%, при этом приведенные годовые затраты на производство агрегатом холода увеличиваются на 10%, а масса агрегата снижается только на 5%.

Для отечественных холодильных агрегатов средне- и низкотемпературного исполнения увеличение температуры конденсации на 1°С приводит к снижению холодопроизводительности в среднем на 1,5–2%, увеличению мощности, потребляемой агрегатом, на 0,3% и снижению холодильного коэффициента на 2–2,5%, также повышается температура обмотки встроенного электродвигателя компрессора на 1,5–2°С.

Значительные требования в настоящее время предъявляются к шумовым характеристикам агрегатов. Шум, возникающий при работе агрегата, зависит от шума вентилятора и компрессора, входящих в состав агрегата. Причем при холодопроизводительностях серийных агрегатов более 630 Вт шум, создаваемый вентиляторным узлом, преобладает над шумом компрессора. Это требует перехода на вентиляторы с меньшим диаметром колеса (менее 250 мм).

Данные по акустическим показателям отечественных среднетемпературных агрегатов приведены в табл. 13. В соответствии с ГОСТ 22502–77 для большинства агрегатов торгового оборудования холодопроизводительностью до 1250 Вт уровни звуковой мощности не должны превышать значений, приведенных ниже.

Среднегеометрические частоты, Гц	Уровни звуковой мощности, дБ
63	75
125	75
250	75
500	75
1000	75
2000	69
4000	65
8000	59

Корректированный уровень звуковой мощности не должен превышать 79 дБ А.

Таким образом, при конструировании воздушного конденсатора к нему предъявляется ряд противоречивых требований, которые должны удовлетворять заданным значениям массы и габаритных размеров, удельной холодопроизводительности агрегата и шумовых характеристик.

Основные требования, предъявляемые к воздушным конденсаторам герметичных холодильных агрегатов, можно сформулировать следующим образом:

из условий предотвращения быстрой засоряемости межреберной поверхности, шаг между ребрами не должен быть менее 2,5 мм, что ска-

Таблица 13

Шумовые характеристики отечественных герметичных агрегатов

Тип агрегата	Номинальная холодопроизводительность, Вт	Площадь поверхности конденсатора, $м^2$	Диаметр вентилятора, мм	Корректированный уровень звуковой мощности, дБ А
ВСр3151 (2)	345	1,49	200	67
ВСр4001	433	1,49	250	66
ВСр500 1 (2)	513	2,0	250	69
ВСр630 1 (2)	633	2,0	250	69
ВС500	515	1,9	250	69
ВС630	645	2,8	250	70
ВС800 (2)	769	3,3	290	75,5
ВС1250	1196	4,4	290	71,0
ВС400 (2)	405	1,31	200	60
ВС500 (2)	530	1,81	200	60
ВС630 (2)	645	2,72	200	62

зывается на компактности аппарата и влияет на габаритный объем;

шумовые характеристики ограничивают допустимый диаметр вентилятора, его мощность и соответственно фронтальную поверхность аппарата и его объем;

при встраивании конденсатора в агрегат его высота лимитируется высотой компрессора, что также ограничивает объем аппарата;

число секций по глубине аппарата из-за снижения температурного напора между воздухом и хладагентом должно быть не более 4 [60], относительная глубина аппарата по воздуху $L/d_э \leqslant 20 \div 30$, что также ограничивает допустимый габаритный объем;

заданный температурный напор между температурой конденсации и воздуха на входе ограничивается потребляемой компрессором мощностью и требует определенной наружной поверхности для поддержания его в заданных пределах;

масса конденсатора ограничивается общей массой агрегата, которая в соответствии с имеющимися стандартами не должна быть больше определенной величины.

Таким образом, перечисленные условия требуют нахождения компромиссных решений, что является довольно сложной инженерной задачей, решаемой путем совершенствования всех основных элементов холодильного агрегата: компрессора, конденсатора, вентиляторного узла, рамы и т. д. [45].

Для сравнительной оценки в табл. 14 приведены данные испытаний зарубежных агрегатов ведущих фирм, проводившихся в последние годы на предприятиях отрасли [45].

Таблица 14

Результаты испытаний зарубежных агрегатов

Страна-изготовитель (фирма)	Тип агрегата	Хладагент	Разность температур конденсации и окружающего воздуха, °C	Режим работы			Холодопроизводительность, кВт	Удельная холодопроизводительность	Площадь поверхности конденсатора, $м^2$	Корректированный уровень звуковой мощности, дБ А
				Температура кипения, °C	Температура окружающего воздуха, °C	Температура всасывания компрессора, °C				
Япония ("Санио")	UF-633L	R12	10,4	–15	21,6	20,1	1,074	1,67	5,36	–
	UF-1130EL	R502	5,6	–35	20	20	0,722	0,956	7,43	68,5
	UF-DF-1,5	R12	7,1	–15	20	20	2,04	1,97	25,12	70
	UF-DL-2	R502	8,5	–15	20	21	3,04	1,98	33,2	73
Япония ("Тошиба")	TAL-101T-1	R12	11,1	–15	20	20	1,23	1,64	7,019	67,5
Франция ("Юните Герметик")	TA H2466	R12	16,8	–15	20	20	2,84	1,63	–	74,3
	TAj-12A	R12	10,2	–15	20	20	1,15	1,86	–	66,5

В отечественной практике принято [28, 60], что конденсаторы малых холодильных машин (холодопроизводительностью до 1,25 кВт) должны быть рассчитаны таким образом, чтобы в номинальном режиме с максимальной температурой конденсации (не более 55°С) разность между температурами конденсации и окружающего воздуха не превышала 10°С. Обычно максимальная температура конденсации достигается, когда холодильный агрегат работает при наиболее высоких (допустимых) температурах кипения и окружающего воздуха.

Таким образом, тепловая нагрузка на конденсатор определяется для двух расчетных режимов (табл. 15).

Таблица 15

Расчетные режимы конденсаторов

Исполнение агрегата	Номинальный режим		Режим максимальных температур	
	t_0, °С	$t_{о.в}$, °С	t_0, °С	$t_{о.в}$, °С
Высокотемпературное, В	+5	+30	+10	+45
Среднетемпературное, С	−15	+20	−10	+45
Низкотемпературное, Н	−35	+20	−25	+45

Площадь поверхности конденсатора рассчитывается для бо́льшей из двух нагрузок.

Для воздушных конденсаторов герметичных холодильных агрегатов при определении тепловой нагрузки на конденсатор учитывается теплоотдача в окружающую среду от кожуха компрессора [60], тогда тепловая нагрузка конденсатора определяется по формуле

$$Q_к = Q_0 + N_к - Q_{кож},$$

где $Q_к$ – тепловая нагрузка на конденсатор в зависимости от режима работы агрегата, Вт; Q_0 – холодопроизводительность компрессора, Вт; $N_к$ – мощность, потребляемая электродвигателем герметичного компрессора, Вт; $Q_{кож}$ – количество теплоты, переданной в окружающую среду через кожух компрессора, Вт.

От кожуха герметичного компрессора отводится 40–60% теплоты, эквивалентной подведенной к компрессору мощности. Для отечественных агрегатов холодопроизводительностью до 1250 Вт с площадью наружной поверхности кожуха компрессора 0,14–0,4 м^2 тепловую нагрузку на конденсатор можно определить по следующим зависимостям соответственно для хладагентов R12 и R22 [60]:

$$Q_к = Q_0\ (0{,}9 + 0{,}0052 t_к);$$
$$Q_к = Q_0\ (0{,}88 + 0{,}0042 t_к),$$

где $t_к$ – температура конденсации, °С.

При этом холодопроизводительность может быть рассчитана по ее известному значению при номинальной температуре окружающего воздуха

$t_{о.в} = 20^\circ C$ [60].

$Q_0 = Q_{020}\ [1 - 0{,}012(1 - 0{,}009 t_0)(t_{о.в} - 20)]$,

где t_0 – температура кипения, °С.

Для конденсаторов агрегатов с герметичными ротационными компрессорами в обжатом кожухе и с экранированными компрессорами (имеющими наружное оребрение кожуха) тепловая нагрузка уменьшается на 15–20%. Применяя хладагент R502, можно с достаточной степенью точности пользоваться зависимостями для R22. Примерные значения тепловых нагрузок на конденсатор, рассчитанные по указанным зависимостям, приведены в табл. 16.

Как видно из табл. 16, нагрузки на конденсатор в низкотемпературных агрегатах на 20–25% выше, чем в среднетемпературных, что связано

Таблица 16

Примерные тепловые нагрузки на конденсатор $Q_к$, кВт

Холодопроизводительность агрегата при номинальном режиме, кВт	Номинальный режим	Режим максимальных температур
Высокотемпературные агрегаты (хладагент R12)		
0,8	0,86	1,057
1,0	1,16	1,43
1,25	1,91	2,36
Среднетемпературные агрегаты (хладагент R12)		
0,315	0,4	0,408
0,4	0,5	0,52
0,5	0,64	0,635
0,63	0,764	0,765
0,8	0,997	0,998
1,0	1,32	1,322
1,25	1,58	1,58
1,62	2,0	2,0
2,0	2,66	2,66
2,55	3,25	3,25
3,3	4,22	4,22
Низкотемпературные агрегаты (хладагент R22 и R502)		
0,25	0,344	0,426
0,315	0,424	0,524
0,4	0,566	0,699
0,5	0,76	0,941
0,63	0,857	1,057
0,8	1,16	1,43
1,0	1,508	1,86
1,25	1,914	2,36
1,62	2,51	3,1

с более высокой термонапряженностью компрессора. Также для большинства агрегатов нагрузки в номинальном режиме работы и режиме максимальных температур практически совпадают или близки между собой.

Для конденсаторов агрегатов с сальниковыми и бессальниковыми компрессорами холодопроизводительностью до 15–30 кВт значения тепловых нагрузок в указанных двух расчетных режимах также близки между собой и превышают холодопроизводительность примерно в 1,25–1,38 раза. При этом разность температур конденсации и окружающего воздуха ($t_к - t_{о.в}$) находится в пределах 15–16°С.

При работе конденсатора в составе агрегата снижение этой разности температур увеличивает холодопроизводительность компрессора и соответственно приводит к повышению нагрузки на конденсатор:

Разность температур ($t_к - t_{о.в}$), °С	6	8	10	14	16	18	20	24
Коэффициент изменения нагрузки	2,67	2	1,6	1,14	1	0,89	0,8	0,64

2. ТЕПЛОПЕРЕНОС И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ВОЗДУШНЫХ КОНДЕНСАТОРАХ

2.1. КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ КОНДЕНСАТОРА

Коэффициент теплопередачи ребристо-трубного воздушного конденсатора, отнесенный к наружной поверхности, может быть выражен формулой

$$k_н = \frac{1}{1/(\alpha_н E_р) + \delta/\lambda + R_к + (1/\alpha_{вн} + R_{зг})\beta},$$

где $\alpha_н$ – коэффициент теплоотдачи наружной ребристой поверхности, Вт/м^2; $E_р$ – эффективность ребристой поверхности; δ – толщина стенки трубы, м; λ – теплопроводность материала трубы, Вт/(м·°С); $R_к$ – тепловое сопротивление контакта между трубами и ребрами, м^2·°С/Вт; $\alpha_{вн}$ – коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося хладагента, Вт/(м^2·°С); $R_{зг}$ – тепловое сопротивление загрязнений со стороны хладагента (продукты коррозии и слой масла), м^2·°С/Вт; β – коэффициент одобрения.

Тепловое сопротивление стенки трубы δ/λ незначительно, и его можно в расчетах не учитывать. Современная технология изготовления ребристой поверхности обеспечивает хороший контакт между ребрами и трубами, так что величина $R_к$ также незначительна. Основное влияние на $k_н$ оказывает $\alpha_н$, который зависит главным образом от параметров (температуры и скорости) воздуха и вида (размеров и конфигурации) теплопередающей поверхности.

Для расчета $\alpha_н$ обычно пользуются формулой [60]

$$N_u = c \mathrm{Re}^n \left(\frac{dh_p}{S_p}\right)^m,$$

где c, n и m – постоянные величины; d – диаметр труб; S_p, h_p – соответственно шаг и высота ребер.

Величина E_p, учитывающая разницу между температурой поверхности труб и ребер, определяется формулой

$$E_p = \Theta_p/\Theta_0,$$

где Θ_p – разность между средней температурой ребер и температурой воздуха; Θ_0 – разность между температурой поверхности труб и температурой воздуха.

Величина E_p зависит от формы, размеров и материала ребер.

Подробно вопросы интенсификации наружной теплоотдачи рассматриваются в главе 3 применительно к конкретным конструкциям аппаратов. Здесь же остановимся на основных теоретических положениях теплопереноса в воздушных конденсаторах.

2.2. ТЕПЛООТДАЧА И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ХЛАДАГЕНТОВ

В холодильных машинах холодопроизводительностью до 15–20 кВт применяют в основном хладагенты R12, R22 и R502. В воздушных конденсаторах процесс конденсации происходит внутри каналов различной формы, преимущественно в круглых трубах с внутренним диаметром $d_{вн}$ = 6÷16 мм. При этом плотность теплового потока, отнесенная к внутренней поверхности, $q_{F_{вн}}$ = 2÷6 кВт/м^2, средняя скорость пара $w_п$ = 0,4÷1,5 м/с, массовая скорость $w_п\rho$ = 15÷80 кг/(с·м^2), перегрев пара на входе 30–60°С, концентрация масла в жидком хладагенте до 5%. Переохлаждение хладагента на выходе из конденсатора до 1–3°С.

Потери давления хладагента в таких аппаратах при относительной длине канала $L/d_{вн}$ = 400÷1500 не превышают 60–80 кПа (5–6 кПа/м), что соответствует повышению температуры конденсации на 1–2,5°С.

Обычно при указанных рабочих условиях пар конденсируется в горизонтальной трубе при расслоенном течении жидкости и пара, т. е. скорость пара невелика, сила трения между ним и жидкостью мала и решающее значение на режим течения, форму сечения потока конденсата и теплообмен оказывает сила тяжести [28].

Примерная картина течения такого потока показана на рис. 2. Обычно значение пленочного угла ψ находится в пределах 120–130° и донный конденсат занимает примерно $^1/_3$ внутренней поверхности.

Собственно процессы конденсации водяного пара внутри труб достаточно подробно изучены. Между тем теплофизические свойства хладагентов (пара и жидкости), а именно от них зависит взаимодействие фаз при конденсации, существенно отличаются от свойств воды (табл. 17).

Таблица 17

Теплофизические свойства хладагентов и воды

Вещество	Отношение параметров пара и жидкости (при 30°С)				Параметр конденсации $K = r/(c_p \Delta t)$
	Плотность $\rho_п/\rho_ж$	Вязкость		Число Прандтля $Pr_п/Pr_ж$	
		$\nu_п/\nu_ж$	$\mu_п/\mu_ж$		
Вода	$3 \cdot 10^{-6}$	324	1,08	0,183	583
R12	$3{,}18 \cdot 10^{-2}$	1,7	0,054	0,229	141
R22	$4{,}44 \cdot 10^{-2}$	1,29	0,0516	0,236	145
R502	$4{,}56 \cdot 10^{-2}$	1,5	0,052	0,234	125

Это потребовало проведения специальных исследований по изучению теплообмена при конденсации хладагентов внутри труб. Анализ опубликованных по этому вопросу исследований показывает, что в основном рекомендуемые полуэмпирические зависимости относятся к неподвижному и движущемуся пару.

Для хладагентов R12, R22 и R502 влияние скорости пара на коэффициент теплоотдачи начинает проявляться при средней скорости $w_п \geqslant 1 \div 3$ м/с, а для воды – при $w_п \geqslant 10$ м/с.

На основе анализа и обобщения работ советских и зарубежных исследователей, проведенных в период 1960–1970 гг., Д. М. Иоффе [28] вывел обобщенную зависимость для расчета коэффициента теплоотдачи фреонов $\alpha_а$ [в Вт/(м$^2 \cdot$ °С)] в змеевиковых конденсаторах из круглых труб диаметром 10–15 мм:

$$\alpha_а = 0{,}56 B d_{вн}^{-0{,}33} q_{F вн}^{-0{,}33},$$

где B – коэффициент, учитывающий влияние температуры конденсации и физические свойства вещества (табл. 18 [60]); $d_{вн}$ – внутренний диаметр трубки, м; $q_{F вн}$ – плотность теплового потока, отнесенная к внутренней поверхности, Вт/м^2.

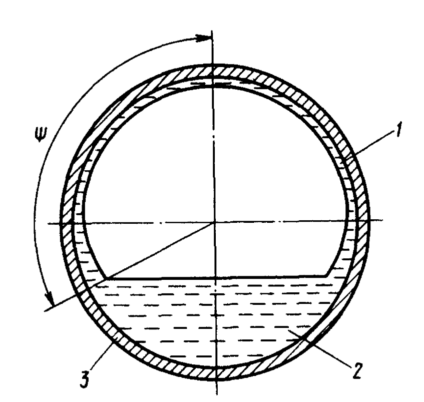


Рис. 2. Картина течения потока конденсирующегося хладагента в горизонтальной трубе:

1 – пленка конденсата; *2* – донный ручей; *3* – труба; ψ – пленочный угол

Таблица 18

Коэффициент B при $t_к$ (в °С)

Хладагент	20	30	40	50	60
R12	14100	13200	12400	11600	10900
R22	18300	16800	15500	14500	13400

В зарубежной практике для аналогичных условий при $Re_{п.вх} < 3,5 \cdot 10^4$ ($Re_{п.вх}$ – число Рейнольдса, отнесенное к скорости пара на входе) используют зависимость Чейто [51]

$$Nu = 0,555 \left[\frac{d^3_{вн} \rho_ж (\rho_ж - \rho_п) g}{\lambda_ж \mu_ж \Theta_т} (r + 0,68 c_{pж} \Theta_т) \right]^{0,25},$$

где $\rho_ж$, $\rho_п$ – плотность соответственно жидкости и пара в состоянии насыщения, кг/м^3; g – ускорение свободного падения, м/с^2; $\lambda_ж$ – теплопроводность жидкости, Вт/(м·°С); $\mu_ж$ – коэффициент динамической вязкости жидкости, Па·с; $\Theta_т$ – разность температур конденсации и стенки трубки, °С; r – теплота парообразования, кДж/кг; $c_{pж}$ – теплоемкость жидкости, кДж/(кг·°С).

Результаты расчетов по этим формулам близки.

Авторами проведены опыты [55] по конденсации хладагентов R12, R22 и R502 в горизонтальных змеевиках из плоскоовальных трубок (рис. 3) с сечениями 19х2 и 13х2 мм. Испытания конденсаторов проводили в аэродинамической трубе замкнутого типа, имеющей воздушный контур (система воздуховодов, опытный образец конденсатора, вентилятор ВВД № 5, мерная диафрагма, электронагреватели и воздухоохладители) и фреоновый контур (поршневой компрессор агрегата ФАК-1,5 м, калориметр, ротаметр жидкого хладагента, осушитель, ресивер с мерным стеклом, смотровые стекла на входе хладагента в конденсатор и на выходе из него). Поддержание постоянной температуры воздуха перед конденсатором осуществлялось вспомогательной холодильной машиной на хладагенте R12 производительностью около 3 кВт.

Расход воздуха регулировался заслонкой на всасывании вентилятора, а также изменением частоты вращения вентилятора с помощью электропривода с тиристорным управлением типа ПТЗР.

Падение давления в конденсаторе по хладагенту измерялось дифференциальным манометром с глицериновым или ртутным заполнением и манометрами кл. 0,25, температуры – лабораторными термометрами и медьконстантановыми термопарами. Изменение температуры стенки трубы змеевика конденсатора по ходу движения хладагента определялось с помощью 30 термопар.

Опыты проводили в интервале тепловых нагрузок $Q_к = 0,60 \div 3,0$ кВт, удельного внутреннего теплового потока $q_{F вн} = 1,40 \div 10,0$ кВт/м^2, температур конденсации 30–60°С, перегрева паров на

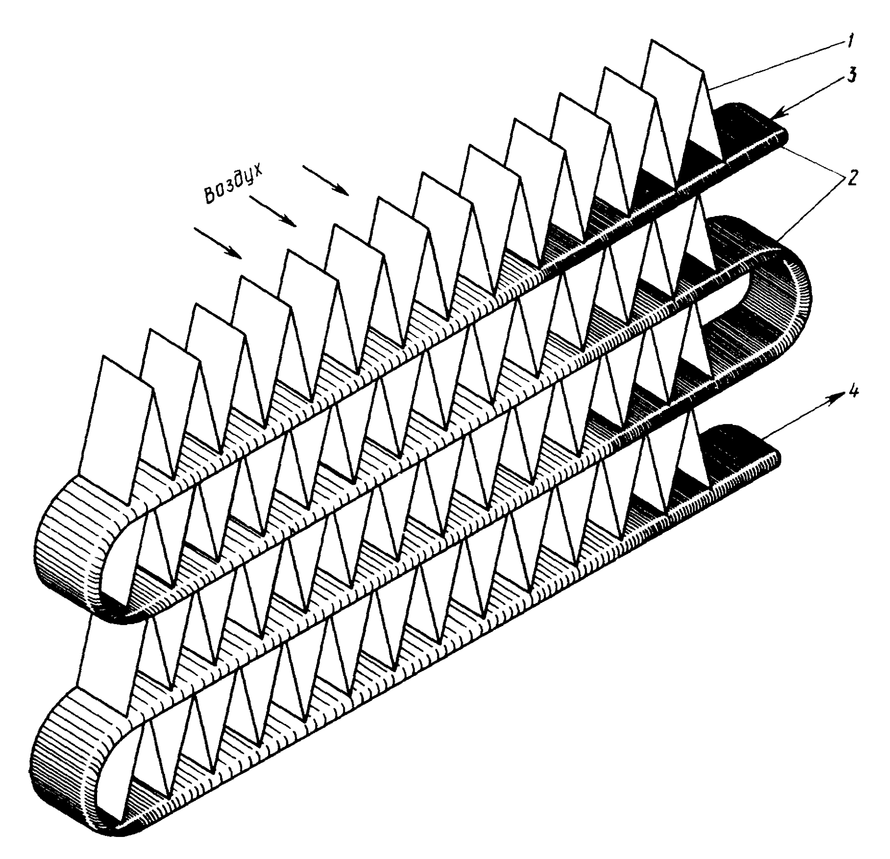


Рис. 3. Конструкция теплопередающей поверхности конденсатора из плоскоовальных труб:

1 – ребро; *2* – плоскоовальная труба; *3, 4* – вход, выход хладагента

входе в конденсатор $\Delta t_{пар} \doteq 30 \div 50$°C, переохлаждении жидкости 3–10°C, скоростях пара на входе в конденсатор 1–10,5 м/с и концентрации масла в жидком агенте в пределах 1–3%. Относительные погрешности при определении коэффициента теплоотдачи составляли 5–20%, гидравлического сопротивления хладагенту – 10–12%. Разбаланс тепловых нагрузок на конденсатор, определенных по расходу воздуха и хладагента, не превышал 3–10%.

В целях отработки методики эксперимента и получения данных для сравнения в первой серии опытов испытания проводили на серийном трубчато-ребристом конденсаторе холодильного агрегата ВВр 1250 1(2) с площадью наружной поверхности 4 м^2.

Технические характеристики испытанных конденсаторов приведены

в табл. 19, данные по теплоотдаче в испытанных конденсаторах – на рис. 4. Коэффициенты теплоотдачи змеевика из круглой трубы диаметром 12x1 мм достаточно хорошо совпадают с зависимостью, приведенной в [28].

Таблица 19

Характеристики испытанных конденсаторов

Показатель	Серийный конденсатор с круглыми трубами	Конденсатор с плоскоовальными трубами		
		№ 1	№ 2	№ 3
Площадь, $м^3$				
наружной поверхности $F_н$	4,0	8,2	4,1	4,31
внутренней поверхности $F_{вн}$	0,424	0,964	0,482	0,622
Степень оребрения $F_н/F_{вн}$	9,4	8,5	8,5	6,9
Число секций	4	4	2	2
Число труб в секции	10	16	16	16
Шаг ребер $S_р$, мм	3,5	3,5	3,5	3,5
Внутренние размеры трубы по хладагенту, мм	10	13x2	13x2	19x2
Сечение по хладагенту f, $м^2$	$0,785 \cdot 10^{-4}$	$0,29 \cdot 10^{-4}$	$0,29 \cdot 10^{-4}$	$0,4 \cdot 10^{-4}$
Эквивалентный диаметр $d_э$, мм	10	3,46	3,46	3,6
Соединение секций по хладагенту	Последовательное			
Длина труб по хладагенту $L_{тр}$, м	14,7	14,6	7,3	7,3
Материал труб и ребер	Сталь			
Соединение труб и ребер	Оцинковка	Пайка медью		

В области малых нагрузок $q_{вн}$ = 1000÷4000 Вт/$м^2$ коэффициенты теплоотдачи в плоскоовальных трубах примерно на 25–30% выше, чем в круглой трубе. С нашей точки зрения это объясняется наличием в плоскоовальной трубе переменной кривизны пленки, приводящей к стягиванию пленки к углам канала, и некоторым ее утонением в месте контакта с наружным ребром.

Как показывают расчеты, этот эффект может проявляться при значениях числа Вебера We, превышающих 1.

$$We = \frac{\sigma}{g\,(\rho_ж - \rho_п)\,d_{вн}^2},$$

где σ – поверхностное натяжение, Н/$м^2$; g – ускорение свободного падения, м/$с^2$; $\rho_ж$, $\rho_п$ – плотности жидкости и пара, кг/$м^3$; $d_{вн}$ – внутренний диаметр трубы, м.

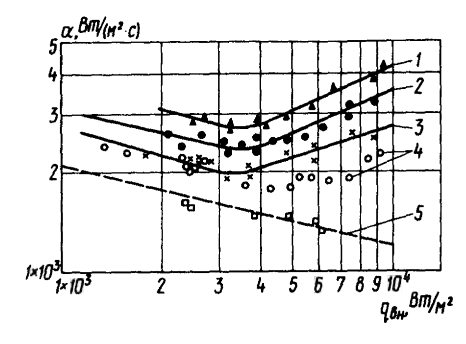


Рис. 4. Изменение внутреннего коэффициента теплоотдачи с ростом теплового потока у конденсаторов из труб:

1, 2, 3 – плоскоовальных сечением 13x2 мм (*1* – R502; *2* – R22; *3* – R12); *4* – плоскоовальных сечением 19x2 мм (R12); *5* – круглых диаметром 12x1 мм (R12, опыты Д. М. Иоффе)

Для плоскоовальных труб с высотой канала 3 мм его значения находятся в пределах We ≒ 20÷40 для испытанных хладагентов.

В области тепловых потоков $q_{вн}$ до 3,0–4,0 кВт/м^2 движение конденсата расслоенное, при $q_{вн}$ = 4,0–10,0 кВт/м^2 кольцевое. Влияние повышения теплоотдачи от скоростного эффекта в плоскоовальной трубе размером 13x2 мм начинает проявляться при $q_{вн}$ = 3,0÷4,0 кВт/м^2, при этом скорость паров на входе в конденсатор для хладагента R12 2,5–3,5 м/с, для R22 и R502 1,7–3 м/с. В плоскоовальной трубе размером 19x2 мм влияние скоростного эффекта проявляется при значениях $q_{вн} \geqslant$ 5,0 кВт/м^2. Для всех тепловых нагрузок коэффициенты теплоотдачи R502 выше, чем у R22, примерно на 10–15% и выше, чем у R12, на 30–35%.

В диапазоне $q_{вн}$ = 1,40÷10,0 кВт/м^2 коэффициенты теплоотдачи в плоскоовальных трубах выше, чем в круглой, в 1,2–1,6 раза. Изменение температуры конденсации в пределах 30–60°C не приводит к существенному изменению значений коэффициентов теплоотдачи, в среднем это колебание составляет 3–9%.

Данные по гидравлическим сопротивлениям испытанных змеевиков из плоскоовальных труб представлены на рис. 5. При плотности тепловых потоков $q_{вн}$ = 2,0÷10,0 кВт/м^2 падение давления у хладагента R12 в среднем выше в 1,6–2 раза, чем у R22, и соответственно выше в 1,4–1,5 раза, чем у R502.

Наибольшими являются гидравлические сопротивления у плоскоовальной трубы размером 13x2 мм (конденсатор № 1), которые превышают значения для круглой трубы 12x1 мм в 2–3 раза. Увеличение размера плоскоовальной трубы до 19x2 мм (конденсатор № 3) снижает гидравлические сопротивления в 1,3–1,7 раза.

В диапазоне испытанных тепловых нагрузок лучшие показатели у плоскоовальной трубы размером 19x2 мм (конденсатор № 3), где рост теплоотдачи опережает рост гидравлических сопротивлений. Это объясняется тем, что площадь внутренней поверхности на единицу длины плоскоовальной трубы примерно в 1,5 раза больше, чем круглой трубы

размером 12x1 мм, что позволяет при одинаковых тепловых нагрузках на аппарат работать в зоне меньшей плотности теплового потока на внутренней поверхности и соответственно при равных или меньших гидравлических сопротивлениях, чем в круглой трубе.

Для хладагентов R12, R22, R502 при массовых скоростях потока до 150 кг/(с·м²) данные по теплоотдаче с точностью ±15% для плоско-овальных труб с сечением 19x2 и 13x2 мм обобщаются зависимостью, аналогичной [28]

$$\alpha = 0{,}38 B d_э^{-0{,}33} q_{вн}^{-0{,}33},$$

где $d_э$ – эквивалентный диаметр канала, м.

При больших скоростях хорошее совпадение с экспериментом (±20%) дает зависимость

$$\mathrm{Nu} = 0{,}125 \mathrm{Re}_{d_э}^{0{,}8} \mathrm{Pr}_ж^{0{,}33},$$

где $\mathrm{Re}_{d_э}$ – число Рейнольдса, вычисленное при $d_э$.

Для расчета теплоотдачи в щелевых горизонтальных каналах разме-

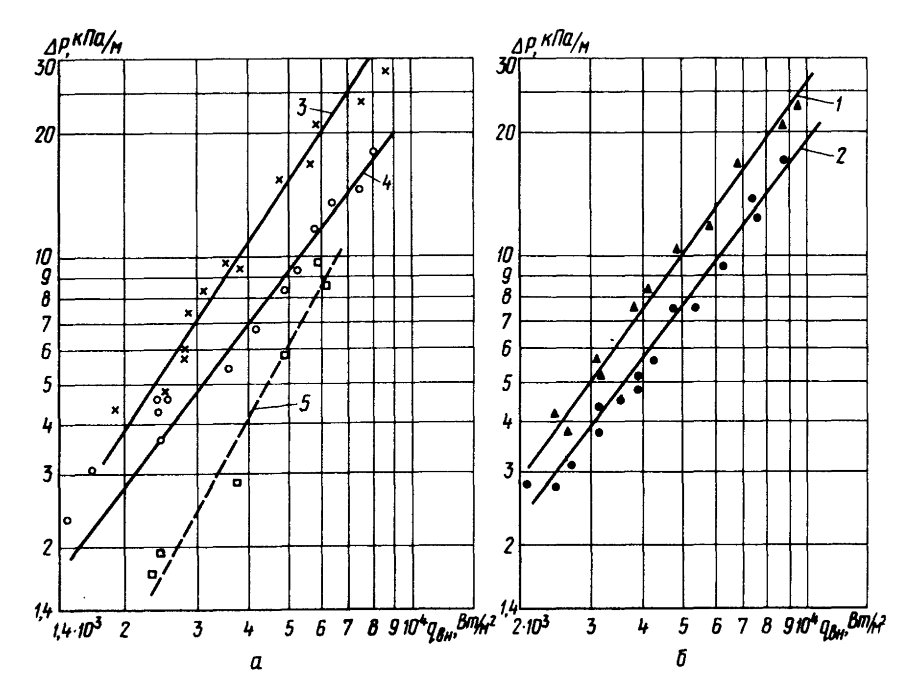


Рис. 5. Изменение гидравлического сопротивления конденсаторов с ростом теплового потока:

а – при работе на R12; *б* – при работе на R22 и R502. Обозначения см. рис. 4

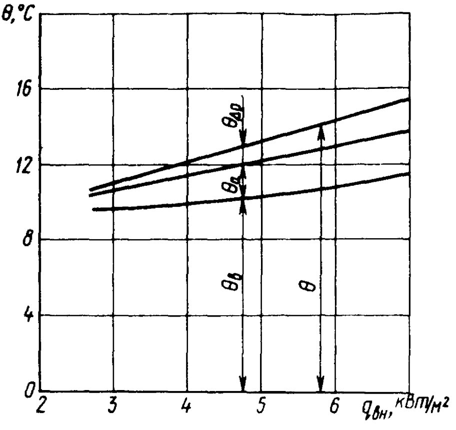


Рис. 6. Изменение температурного напора в воздушном конденсаторе с ростом теплового потока:

Θ – общий температурный напор; $\Theta_в$ – температурный напор между воздухом и поверхностью аппарата; $\Theta_а$ – температурный напор между хладагентом и стенкой трубы; $\Theta_{\Delta p}$ – напор, обусловленный гидравлическим сопротивлением конденсирующегося хладагента

ром 1–3 мм можно использовать графические зависимости, приведенные в работе [23].

Еще бо́льшие трудности возникают при расчете гидравлических сопротивлений двухфазных потоков. Известные зависимости, полученные в результате обработки экспериментальных данных на основе известных теорий А. Локкарта – В. Мартинелли, М. Бароши и др., далеки от совершенства и довольно сложны при использовании в инженерной практике.

Для оценочных расчетов полного гидравлического сопротивления ΔP при конденсации R12, R22 и R502 в круглых трубках диаметром 10–20 мм можно рекомендовать зависимости:

Ж. Борхмана

$$\Delta P = \xi \frac{L}{d_{вн}} \frac{\rho_п w^2_{п.вх}}{2g}$$

и А. Каваллини

$$\Delta P = 0{,}015 \frac{L}{d_{вн}} \frac{\rho_п w^2_{п.вх}}{2g},$$

где ξ – коэффициент трения двухфазного потока; $\xi = 0{,}05 \mathrm{Re}_{п.вх}^{-0{,}05}$; $w_{п.вх}$ – скорость пара на входе в конденсатор.

Зависимость температурного напора агрегата ВС800, работающего на R12, от плотности теплового потока показана на рис. 6. Примерно такие же зависимости наблюдаются при использовании R22 и R502. Как видно из рис. 6, в области малых плотностей теплового потока $q_{вн} \leqslant 4$ кВт/м^2 дополнительный температурный напор $\Theta_{\Delta p}$, обусловленный гидравлическим сопротивлением конденсирующегося хладагента, сопоставим с температурным напором $\Theta_а$, обусловленным термическим сопротивлением пленки конденсата. Отсюда следует, что и при выборе того или иного

метода интенсификации теплообмена, как это указывается в работе [25], необходимо обращать особое внимание на рост гидравлического сопротивления. Для различных хладагентов его влияние можно оценить величиной A [в кг/(м^3·кПа)].

$$A = \rho_{\text{п.вх}} / \Delta P,$$

где $\rho_{\text{п.вх}}$ – плотность пара на входе в конденсатор, кг/м^3; ΔP – падение давления, соответствующее повышению температуры конденсации на 1°С, кПа.

Значения этой величины для диапазона температур конденсации 20–50°С при перегреве пара на 30–40°С приведены ниже.

Хладагент	R12	R22	R502
A, кг/(м^3·кПа)	1,77–2	1,2–1,62	1,28–1,68

Чем больше величина A, тем значительнее влияние гидравлического сопротивления на рост температуры конденсации.

Теплоотдачу при конденсации можно интенсифицировать двумя (условно) способами: повышением средней скорости пара или турбулизацией потока. Для R12 интенсификация первым способом приводит к бо́льшему росту гидравлического сопротивления, чем для R22 и R502.

При реализации первого способа используют плоскоовальные трубки и щелевые каналы или устанавливают внутри трубок различные вставки, образующие щели. При этом динамическое воздействие движущегося потока пара на пленку конденсата увеличивает напряжение на границе раздела фаз и уменьшает толщину пленки.

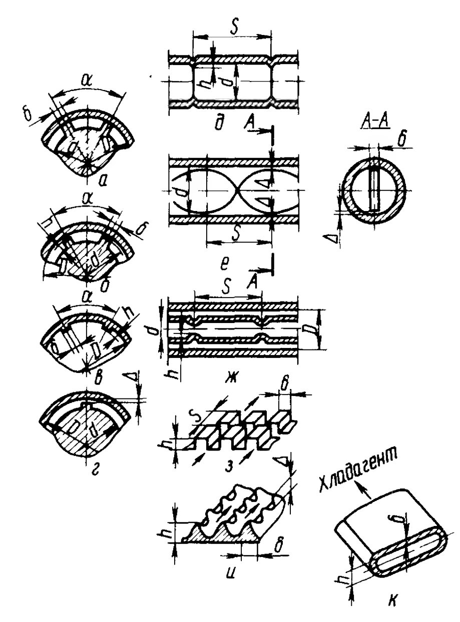


Рис. 7. Виды турбулизаторов, используемых для интенсификации теплообмена в конденсаторах:

а – шлицевая вставка; *б* – шлицевая вставка с малой высотой ребра; *в* – продольные прямые и спиральные ребра; *г* – вставка с двухзаходными винтообразными ребрами; *д* – кольцевые поперечные выступы; *е* – вставка из скрученной ленты; *ж* – концентрическая щель с кольцевыми поперечными выступами; *з* – пластинчато-ребристые поверхности; *и* – поверхность "Термоэксель"; *к* – плоскоовальная труба

Таблица 20

Характеристики сравниваемых турбулизаторов

Вид турбулизатора (позиция на рис. 7)	Геометрические размеры										Материал стенки канала в турбулизаторе	Теплоноситель	Плотность теплового потока $q_{вн}$, Вт/м^2	Массовая скорость потока $w_{п}\rho$, кг/(с·м^2)	Источник
	d, мм	D, мм	δ, мм	h, мм	S/d	$d_э$, мм	S/h	α, град	Δ, мм	$L/d_э$					
Шлицевая вставка в круглую трубу (*а*)	17,9	21	2	–	–	3,6	–	45	–	292	Медь	R12	3000–34000	–	[24]
Концентрическая щель со шлицевой вставкой (*б*) с малой высотой ребра	17,9	21	1,3	0,8	–	3,54	–	18	–	–	"	Водяной пар	–	40–600	[39]
Продольные прямые и спиральные ребра (*в*)	–	11,5–14,7	0,4–1,6	0,5–1,7	–	6,7–8,2	–	12,5–60	–	443–543	"	То же	220000–1400000	150–583	[47]
Вставка с двухзаходными винтообразными ребрами (*г*)	14,5	19,6	–	–	–	5,1	–	180	0,5	–	"	"	–	150–300	[39]
Кольцевые поперечные выступы (*д*)	18	–	–	0,2–1,8	–	–	6–20	–	–	–	"	"	–	220–400	[39]

Вставка из скрученной ленты (*е*)	13,8	–	0,37	–	5–10	8,2	–	–	0,2	443	Медь и коррозионно-стойкая сталь	”	220000–1400000	150–583	[47]
Концентрическая щель с кольцевыми поперечными выступами (*ж*)	14	26	–	0,8	0,258	6	5,16	–	–	–	Медь	Пары бензина	–	–	[30]
Пластинчато-ребристые поверхности (*з*)	–	–	0,15–0,2	4–6	–	2,5–4,6	0,25–1,6	–	–	47–88	Алюминий	R12, R22 R142 R11	4000–12000	20–40	[12]
Поверхность "Термоэксель" (*и*)	–	–	0,01–2,5	0,05–2,5	–	–	–	–	0,003–0,8	–	–	–	–	–	[4]
Плоскоовальные трубы (*к*) с размерами внутреннего сечения, (hxδ), мм															
13x2	–	–	1	2	–	3,46	–	–	–	3416–7110	Сталь	R12, R22	1400–10000	80–900	[55]
19x2	–	–	1	2	–	3,6	–	–	–	–	”	R502	1400–10000	80–900	[55]
Щелевые каналы шириной 140 мм	–	–	–	0,5–3	–	1,6	–	–	–	160–960	Коррозионно-стойкая сталь	R12, R22	1250–39000	20–120	[23, 24]

При втором способе применяют внутреннее оребрение в виде продольных прямых, спиралеобразных и винтовых ребер, прерывистых прямоугольных ребер, кольцевых турбулизаторов, таких, как поперечные накатные выступы, а также специальную механическую обработку для получения внутренней поверхности трубки типа "Термоэксель". В этом случае турбулизаторы не только образуют внутреннее оребрение, но и способствуют периодическому разрушению пленки конденсата, созданию капиллярных эффектов и макровихрей, что в конечном итоге приводит к утончению пленки конденсата.

Авторами проведен сравнительный анализ по оценке различных турбулизаторов, интенсифицирующих теплообмен при конденсации [54]. На рис. 7 показаны различные турбулизаторы, а в табл. 20 приведены их геометрические размеры и условия испытаний.

Основываясь на приведенных зависимостях, можно рассмотреть влияние турбулизаторов на процесс конденсации. Оно обычно оценивается параметрами:

$$\frac{\alpha_{тб}}{\alpha_{гл}} = f(w_п, \rho); \quad \frac{\Delta P_{тб}}{\Delta P_{гл}} = \varphi(W_п \rho),$$

где $\alpha_{тб}$, $\alpha_{гл}$ – коэффициенты теплоотдачи при конденсации пара в каналах с турбулизаторами и без них, Вт/(м^2·°С); $\Delta P_{тб}$, $\Delta P_{гл}$ – соответственно гидравлические сопротивления единицы длины канала, Па/м; $w_п\rho$ – массовая скорость двухфазного потока, отнесенная к живому сечению канала, кг/(с·м^2).

Применение различных вставок, ребер и других средств турбулизации [24, 39, 47] позволяет существенно интенсифицировать теплоотдачу: $\alpha_{тб}/\alpha_{гл} \approx 1{,}5 \div 2{,}5$. При этом гидравлическое сопротивление $\Delta P_{тб}/\Delta P_{гл}$ также увеличивается в 1,5–2 раза.

Для расчета коэффициента теплоотдачи в трубках со спиральными ребрами авторы работы [47] рекомендуют зависимость:

$$\alpha = 0{,}0265 \frac{\lambda_ж}{d_э} \left[\frac{(w_п\rho)_э d_э}{\mu_ж}\right]^{0{,}8} \mathrm{Pr}^{0{,}33} \left[160 \left(\frac{h^2}{S d_э}\right)^{1{,}91} + 1\right];$$

$$(w_п\rho)_э = [(\rho_ж/\rho_п)^{0{,}5} x + (1 - x)]\,(w_п\rho),$$

где x – степень сухости пара; h – высота канала, м; S – среднее расстояние между ребрами по основаниям и вершинам ребер, м.

Они также приводят данные по конденсации водяного пара в двух трубках со вставками из скрученной ленты (см. рис. 7, *е*) при $w_п\rho$ = 150÷583 кг/(с·м^2). Для этих трубок $\alpha_{тб}/\alpha_{гл} \approx 1{,}3 \div 1{,}5$ и $\Delta P_{тб}/\Delta P_{гл} = 2 \div 3$.

В работе [12] даны результаты исследования конденсации R12, R22 и R142 на пластинчато-ребристых поверхностях при вертикальном расположении каналов. Однако их можно использовать для оценки оребрения и при горизонтальном расположении каналов [15].

Исследования [12] показали, что в случае конденсации практически

неподвижного пара R12, R22 и R142 $w_{\text{п}}\rho \leqslant 30\div40$ кг/(с·м^2), наличие прерывистых ребер приводит к следующим результатам:

$$\alpha_{\text{тб}}/\alpha_{\text{гл}} = 1{,}3\div2;$$
$$\Delta P_{\text{тб}}/\Delta P_{\text{гл}} = 1\div1{,}2.$$

Для таких поверхностей данные по теплоотдаче с погрешностью ±15% обобщаются зависимостью

$$\text{Nu}_{\text{пр}} = C\,[K\text{Pr}_{\text{ж}} G_{\text{а}} d_{\text{э}}^{0,25} (\frac{L}{d_{\text{э}}})^{-0,125}],$$

где C – коэффициент, зависящий от типа ребер, $C = 0{,}8\div1{,}06$; K – параметр конденсации;

$$K = \frac{r}{c_{\text{ж}}\Theta_{\text{а}}};$$

$G_{\text{а}}$ – массовый расход хладагента через канал, кг/с; L – длина канала, м; r – теплота фазового превращения, Дж/°С; $c_{\text{ж}}$ – удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кг·°С); $\Theta_{\text{а}}$ – температурный напор между хладагентом и поверхностью трубы, °С.

Физические свойства хладагента относятся к состоянию насыщения.

Для определения коэффициента теплоотдачи ребер другого размера и материала необходимо скорректировать коэффициент C с учетом эффективности ребра, определяемой по общеизвестной зависимости Шмидта для прямого ребра [15].

В последнее время в теплообменных аппаратах стали применять трубки с поверхностью "Термоэксель". В них теплообмен при конденсации R11 протекает в 5 раз интенсивнее, чем в гладких трубках [4, 62].

По последним сообщениям фирма "Хитачи" (Япония) начала широко применять оребренные внутри трубы в конденсаторах бытовых кондиционеров. Поставка таких медных труб осуществляется фирмой "Сумикой Коппер Индастриз" (Япония) под торговым названием "Риппл финд тьюб". Профиль трубы показан на рис. 8, а техническая характеристика градации труб дана в табл. 21.

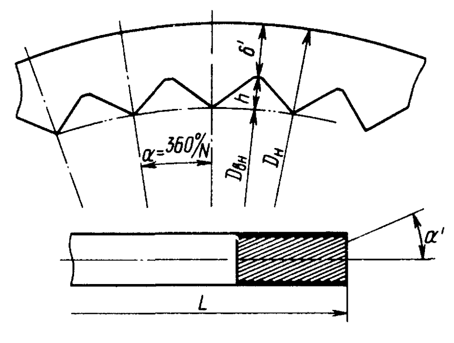


Рис. 8. Профиль трубы с внутренним оребрением:

$D_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр; $D_{\text{н}}$ – наружный диаметр; δ' – толщина стенки; h – высота ребра; N – число ребер; α' – угол закрутки спиральных ребер; L – длина трубы

Таблица 21

Техническая характеристика медных труб с внутренним оребрением "Риппл финд тьюб"

$D_н$, мм	$D_{вн}$, мм	S, мм	h, мм	α', град	Число ребер, N
9,52	8,66	0,28	0,15	25	65
9,52	8,54	0,34	0,15	25	65
9,52	8,16	0,53	0,15	25	65
9,52	8,46	0,28	0,25	25	50
9,52	8,32	0,35	0,25	25	50
9,52	8,2	0,41	0,25	25	50
9,52	8,54	0,34	0,15	30	60
7,94	7,08	0,28	0,15	20	65
7,94	7,08	0,28	0,15	20	65
7,94	6,96	0,34	0,15	20	65
7,94	7,08	0,28	0,15	25	60
7,94	6,96	0,34	0,15	25	60
12,7	10,9	0,6	0,3	30	60
12,7	10,7	0,7	0,3	30	60

По данным фирмы "Хитачи", для хладагента R22 при массовом потоке $G_а$ = 0,007÷0,015 кг/с рост теплоотдачи в сравнении с гладкой трубой увеличивается примерно в 2 раза, гидравлические сопротивления при этом практически не возрастают. Лучшие показатели у оребрения с треугольным профилем. Внутренняя поверхность при таком оребрении увеличивается не более чем в 1,1–1,26 раза.

Влияние различных турбулизаторов на теплообмен можно оценить по коэффициенту улучшения теплогидравлических характеристик

$$H = \frac{\alpha_{тб}/\alpha_{гл}}{\Delta P_{тб}/\Delta P_{гл}}.$$

В случае использования первого способа интенсификации варианты следует сравнивать при одинаковой тепловой нагрузке на единицу длины канала $Q_к/L$:

$$H_1 = f(Q_к/L),$$

а при использовании второго способа при $G_а$ = idem

$$H_2 = f(G_а).$$

Как видно из рис. 9 и 10, наилучшие показатели у пластинчато-ребристых поверхностей, плоскоовальной трубки с сечением 19x2 мм и трубки с продольными и спиральными ребрами; эти данные можно также отнести и к трубкам, приведенным на рис. 8. Эти варианты могут быть рекомендованы для интенсификации внутреннего теплообмена в воздушных конденсаторах малых холодильных машин.

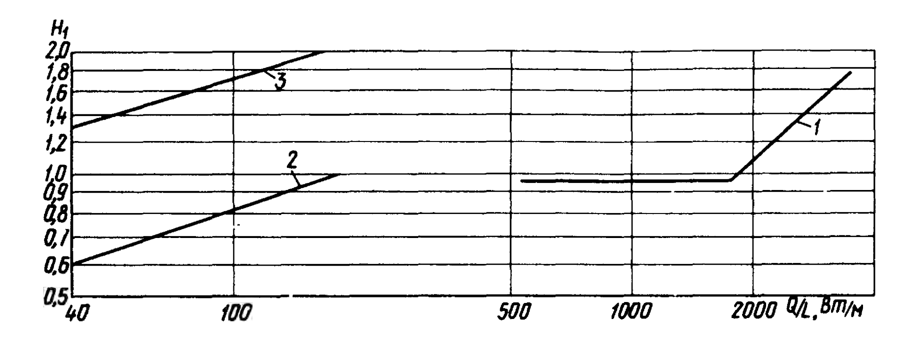


Рис. 9. Зависимость коэффициента улучшения теплогидравлических характеристик H_1 от приведенной тепловой нагрузки Q/L при конденсации пара R12:

1 – горизонтальный щелевой канал шириной 1 мм (сравнение с каналом шириной 3 мм); *2, 3* – плоскоовальная труба сечением 13x2 и 19x2 мм (сравнение с круглой трубкой диаметром 12x1 мм)

Рис. 10. Зависимость коэффициента улучшения теплогидравлических характеристик H_2 от массовой скорости потока $w_п\rho$:

1 – шлицевая вставка (*а*); *2* – шлицевая вставка с ребром малой высоты (*б*); *3* – вставка с двухзаходными винтообразными ребрами (*г*); *4, 5* – продольные прямые ребра (*в*); *6* – продольные спиральные ребра; *7* – вставка из скрученной ленты (*е*); *8* – пластинчато-ребристые поверхности (*з*); *9* – поперечные кольцевые выступы (*д*). В скобках указаны позиции видов турбулизаторов по рис. 7

Применение продольных спиральных ребер позволяет по сравнению с применением прямых ребер несколько повысить теплогидравлические характеристики. При этом лучшие показатели имеет (см. рис. 10, поз.*б*) трубка с шестнадцатью ребрами высотой h = 1,4 мм и закруткой 27 мм/180°.

Применение турбулизаторов в виде двухзаходных винтообразных ребер (см. рис. 7, *г*), вставок из скрученной ленты (см. рис. 7, *е*) и поперечных кольцевых выступов (см. рис. 7, *д*) приводит к значительному росту гидравлического сопротивления, опережающему рост теплоотдачи, и они не могут быть рекомендованы для конденсаторов малых холодильных машин.

Шлицевые вставки (см. рис. 7, *а, б*) хотя и интенсифицируют теплообмен при умеренном росте гидравлического сопротивления, но технология их изготовления сложна.

Использование турбулизаторов, показанных на рис. 7, *ж*, увеличивает теплоотдачу в 2,7–3,5 раза. Однако данных об их влиянии на гидравлические сопротивления нет. Поэтому этот тип нами не анализируется.

Гидравлическое сопротивление плоскоовальных трубок с внутренним сечением 13x2 мм при производительности конденсаторов 0,3–2 кВт в 2–3 раза больше, чем в случае использования круглых трубок (12x1 мм). Это приводит к большему увеличению гидравлического сопротивления по сравнению с ростом теплопередачи за счет увеличения скорости пара.

При использовании плоскоовальных трубок диаметром 19x2 мм (вместо трубок диаметром 13x2 мм) внутренняя поверхность увеличивается в 1,5 раза. Тем самым уменьшается плотность теплового потока, что приводит также к уменьшению гидравлического сопротивления в 1,3–1,7 раза. В результате гидравлические сопротивления плоскоовальной трубки диаметром 19x2 мм и круглой диаметром 12x1 мм выравниваются. Однако теплоотдача в плоскоовальной трубке протекает более интенсивно благодаря увеличению скоростного эффекта и действию капиллярных сил, стягивающих пленку конденсата к углам канала.

При использовании внутреннего оребрения необходимо учитывать, что из-за высоких значений коэффициентов теплоотдачи при конденсации эффективность ребра снижается. Чтобы обеспечить эффективность ребер $\eta_р$ = 0,8÷0,85 при их высоте до 3–6 мм, толщину стальных ребер следует принимать равной не менее 2–3 мм, а медных или алюминиевых – 0,3–0,5 мм.

В заключение отметим, что в серийных конденсаторах агрегатов холодопроизводительностью до 1250 Вт коэффициенты теплоотдачи со стороны хладагента имеют следующие значения: для R12 2500–3000 Вт/(м^2·°С), для R22 3000–3500, для R502 – 3300–4000 Вт/(м^2·°С) [60].

При использовании в конденсаторах круглых труб внутренним диаметром 8–10 мм с последовательным соединением секций конденсатора по хладагенту их общая длина не должна превышать 12–13 м, при этом повышение температуры конденсации находится в пределах 0,8–1,5°С для холодопроизводительности агрегатов до 1,0–1,2 кВт.

Увеличение холодопроизводительности (свыше 1,5–2 кВт) требует параллельного или последовательно-параллельного соединения секций по хладагенту [20].

2.3. ТЕПЛООТДАЧА И АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ СО СТОРОНЫ ВОЗДУХА

Наружная теплоотдача в воздушных конденсаторах осуществляется на поверхности ребер и труб. Несмотря на различное конструктивное исполнение поверхностей конденсаторов, воздух в них движется по внутренним каналам, глубина и размеры которых зависят от геометрических размеров элементов поверхности: труб и ребер. Обычно эквивалентные диаметры таких каналов составляют $d_э = 2,5 \div 8$ мм, а их общая глубина не превышает 100–150 мм. Аэродинамические условия протекания воздуха в таких каналах близки к внутренней задаче, а не к внешней, характерной для поперечного обтекания гладких труб. Эти вопросы изучены довольно подробно [19, 25].

Для расчета теплоотдачи в ребристо-трубных конструкциях со сплошными гладкими насадными ребрами широко пользуются известной зависимостью А. А. Гоголина, полученной в результате обобщения данных различных авторов:

$$\mathrm{Nu} = c\mathrm{Re}^n (L/d_э)^m,$$

где L – длина канала, м; $d_э$ – эквивалентный диаметр канала, м.

Обычно нагрев воздуха в конденсаторе не превышает 5–8°С, поэтому влиянием числа Прандтля Pr пренебрегают. За характерный линейный размер в числах Nu и Re принят эквивалентный диаметр:

$$d_э = \frac{2(S_1 - d_н)(S_р - \delta_р)}{(S_1 - d_н) + (S_р - \delta_р)},$$

где S_1 – шаг труб в плоскости, перпендикулярной направлению движения воздуха, м; $S_р$ и $\delta_р$ – шаг и толщина ребер, м; $d_н$ – наружный диаметр трубы, м.

Значения показателей n и m являются функциями Re и $L/d_э$ (табл. 22).

Коэффициент C определяется как

$$C = [0{,}518 - 0{,}02315 L/d_э + 0{,}425 \cdot 10^{-3} (L/d_э)^2 -$$
$$- 3 \cdot 10^{-6} (L/d_э)^3] (1{,}36 - 0{,}24 \cdot 10^{-3}\,\mathrm{Re}).$$

Зависимость справедлива для коридорного расположения труб при

Таблица 22

Коэффициенты n и m

$L/d_э$	n	Re	m
5	0,48	500	–0,24
10	0,52	1000	–0,2
20	0,58	1500	–0,16
30	0,65	2000	–0,12
40	0,715	2500	–0,08
50	0,78	–	–

Re = 500÷2500; $S_р/d_н$ = 0,18÷0,35; $S_1/d_н$ = 2÷5; $L/d_э$ = 4÷40 и температуре $t_к$ до 40°С. Для шахматных пучков труб значения, рассчитанные по указанной зависимости, увеличиваются примерно на 10%.

Для ребристо-трубных поверхностей с одиночными пластинчатыми гладкими ребрами шириной $b_р$ и шахматным расположением труб можно рекомендовать зависимость Д. М. Иоффе [28, 60].

$$Nu_{dэ} = 0{,}178 Re_{dэ}^{0{,}6} \left(\frac{b_р}{d_э}\right)^{-0{,}14}.$$

Она справедлива для $d_н$ = 12÷22 мм, S_1 = 22÷48 мм, $S_р$ = 2÷5 мм, толщины ребра 0,3–0,8 мм при его ширине $b_р$ = 24÷30 мм и числе одиночных ребер по ходу воздуха от 2 до 6 при шахматном расположении труб.

В размерном виде эта зависимость имеет вид

$$\alpha = 0{,}178 \lambda d_э^{-0{,}86} b_р^{-0{,}14} Re_{dэ}^{0{,}6},$$

где λ – коэффициент теплопроводности воздуха обычно принимается по средней температуре, Вт/(м·°С).

В зарубежной практике для трубных пучков с шахматным расположением труб и пластинчатым оребрением используют зависимости Брикса и Енга [51]

$$Nu = 0{,}134 Re^{0{,}681} \left[\frac{S_р}{\frac{S_1 - d_н}{2}}\right]^{0{,}2} \left(\frac{S_р}{\delta_р}\right)^{0{,}113}.$$

При расчете Nu и Re используется наружный диаметр трубы $d_н$.

Пучки труб со спирально-навивным и проволочным оребрением в воздушных конденсаторах малых холодильных машин с принудительным движением воздуха практически не применяются. Данные по теплообмену и аэродинамике в них приведены в специальной литературе [8, 19]. Данные по наружной теплоотдаче и гидравлическим сопротивлениям новых перспективных конструкций конденсаторов малых холодильных машин приведены в гл. 3 при их детальном рассмотрении.

Аэродинамическое сопротивление пучков коридорно расположен-

ных труб с непрерывными гладкими пластинчатыми ребрами определяется по зависимости А. А. Гоголина

$$\Delta p = 0{,}111 \frac{L}{d_э} (w\rho)^{1{,}7},$$

где Δp – полное гидравлическое сопротивление аппарата, Па; L – полная длина по ходу воздуха, м; $w\rho$ – массовая скорость в узком сечении, кг/(м^2·с).

Формула справедлива при $L/d_э = 10 \div 50$; $w\rho = 2 \div 12$ кг/(м^2·с); $d_н = 10 \div 15$ мм; $S_р = 2 \div 4$ мм.

Для шахматного расположения труб с отдельными пластинчатыми ребрами можно рекомендовать зависимость Д. М. Иоффе [27]

$$\Delta P = 0{,}237 (w\rho)^{1{,}8} \left(\frac{b}{S_р - \delta_р}\right)^{0{,}42} z,$$

где z – число труб (секций) по ходу воздуха.

Приведенная зависимость применяется для следующих значений параметров: $d_н = 12 \div 22$ мм; $S_1 = 26 \div 50$ мм; $S_р = 2 \div 4$ мм; $w\rho = 3 \div 12$ кг/(м^2·с).

Обобщенные зависимости по наружному теплообмену и гидравлическим сопротивлениям ребристо-трубных конструкций, имеющих пластины волнистого оребрения, жалюзийное, рассеченное оребрение и т. д., в известной нам литературе отсутствуют. В этом случае можно пользоваться графическими зависимостями, построенными по данным экспериментов [37, 48, 71].

Отметим, что указанные зависимости по наружному теплообмену относятся к истинному коэффициенту теплоотдачи со стороны воздуха и при определении общего коэффициента теплопередачи конденсатора необходимо учитывать коэффициент эффективности наружной поверхности, характеризующий изменение температуры по высоте ребра.

Анализ приведенных зависимостей по теплоотдаче со стороны воздуха показывает, что в ребристо-трубных конструкциях с пластинчатым оребрением преобладающее влияние на теплоотдачу имеет шаг ребер $S_р$. Его увеличение снижает α в степени $-0{,}2$ ($\alpha \sim S_р^{-0{,}2}$).

В то же время изменение диаметра трубы $d_н$ больше сказывается на гидравлическом сопротивлении аппарата. По данным [37], на долю труб приходится до 60% общего сопротивления аппарата.

Характерным примером интенсификации процесса теплопереноса между наружной поверхностью аппарата и воздухом является применение различных ребристых насадок в пластинчато-ребристых конденсаторах.

Для насадок одинарных и сдвоенных прерывистого типа с прямоугольным профилем ребер коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха можно определить по следующей зависимости [24]:

$$\mathrm{Nu} = 0,24 d_э / S \; [1 + 0,2h (S + l)/Sl]^{0,33} \mathrm{Re}^{0,62} \mathrm{Pr}^{0,33},$$

где S – шаг ребер, м; h – высота ребра, м; l – параметр рассечения (непрерывная длина ребра по ходу воздуха), м.

Эквивалентный диаметр $d_э = 2(h + S)$.

Диапазон применения: $S = 2 \div 4$ мм; $h = 1 \div 6$ мм; $l = 4, 6, 12$ мм, $\mathrm{Pr} = 0,5 \div 1,0$; толщина ребра $\delta = 0,1 \div 0,25$ мм.

Коэффициент аэродинамического сопротивления (при $l = 4$ мм, $h = 6$ мм, $S = 4$ мм)

$$\xi = 1,59 \mathrm{Re}^{-0,27}.$$

При других размерах l, h, S, ξ определяют по графикам [36].

Отметим, что повышение наружного коэффициента теплоотдачи в 1,5–1,8 раза приводит к увеличению коэффициента теплопередачи на 30–50%, а при повышении внутреннего коэффициента теплоотдачи в 2 раза коэффициент теплопередачи увеличивается не более чем на 10–15% при прочих равных условиях.

3. КОНСТРУКЦИИ ВОЗДУШНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ

3.1. РЕБРИСТО-ТРУБНЫЕ КОНДЕНСАТОРЫ

Аппараты этого типа получили наибольшее распространение в малых холодильных машинах. Они состоят из плоских змеевиков с насаженными на них прямоугольными ребрами [20, 21, 60]. Трубы стальные или медные, с наружным диаметром 8–17 мм, толщиной 0,5–1 мм. Змеевики состоят из U-образных труб, соединенных пайкой калачами. Аппараты включают несколько секций, скомпонованных в единый блок (рис. 11), и имеют обычно прямоугольную форму фронта.

Пластинчатые ребра по ходу воздуха выполняются как шириной, равной глубине аппарата, так и меньшей шириной, примерно равной шагу труб по глубине [46]. Отечественные агрегаты холодопроизводительностью до 1250 Вт, широко используемые в настоящее время, имеют конденсаторы из стальных труб диаметром 12x1 мм со стальными ребрами из ленты шириной 24x0,3 мм. Шаг труб поперек и вдоль хода воздуха 26 мм, шаг

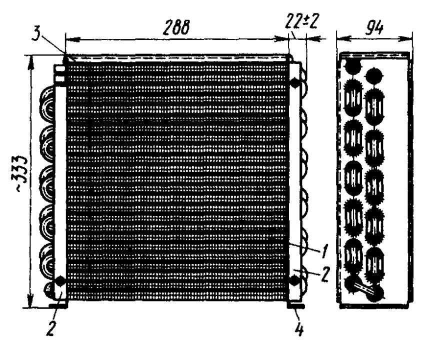


Рис. 11. Ребристо-трубный конденсатор агрегата ВС 800:

1 – секция; *2* – ребра жесткости; *3* – крышка; *4* – опоры

ребер 3,5 мм [20, 21, 60]. Соединение труб и ребер осуществляется горячей оцинковкой всей поверхности.

В агрегатах нового ряда [22] применяется труба 10x1 мм и контакт труб и ребер обеспечивается капиллярной пайкой с помощью медной проволоки. В отечественных агрегатах средней холодопроизводительности (до 20 кВт) применяют медные трубы и алюминиевые ребра [46].

В последние годы за рубежом получили развитие различные конструкции наружного оребрения конденсаторов [50]. В основном используют медные тонкостенные трубы толщиной 0,5–1 мм, с наружным диаметром 8–17 мм. Алюминиевые круглые трубы с креплением калачей змеевика на специальных клеях не нашли широкого распространения, хотя их применяет фирма "Крайслер Эйртемп" (США) в кондиционерах и автотранспортных холодильных установках.

Расположение труб в конденсаторах в большинстве случаев шахматное, в некоторых – коридорное. Шаг труб в конденсаторах с помощью поверхности теплообмена до 4 м^2 обычно 25x25 мм, а в более крупных – 60x30 мм.

Толщина алюминиевых ребер 0,2 и 0,3 мм. Их конструкция весьма разнообразна. Такие фирмы, как "Контардо" (Италия), "Финкойл" (Финляндия), в целях турбулизации воздушного потока делают ребра с искривленной (волнистой) передней кромкой или отогнутыми "язычками". Контакт между ребрами и трубами осуществляется путем гидравлической или механической раздачи труб. В стальных конденсаторах проводится горячее цинкование наружной поверхности. Шаг ребер от 2,2 до 4,3 мм. Минимальный шаг 2 мм ограничивается возможным запылением.

Технические характеристики отечественных поверхностей приведены в табл. 23, применяемых за рубежом – в табл. 24 [50].

В большинстве конструкций число секций не более четырех. Их соединяют по ходу движения хладагента в конденсаторах агрегатов холодопроизводительностью до 1,5 кВт последовательно, свыше – параллельно. Встречается также последовательно-параллельный вариант.

Ряд моделей конденсаторов фирм "Финкойл" (Финляндия) и "Данхем Буш" (Англия), в основном для крупных машин, снабжены внутренними трубками с вытеснителями, которые снижают емкость по хладагенту примерно на 40% и улучшают внутренний теплообмен.

Фирма "Текумсе" (США) применяет стальные омедненные трубки типа "Бунди". Насадные алюминиевые ребра имеют толщину 0,2–0,3 мм и специальные бортики, получаемые при штамповке, обеспечивающие заданный шаг.

В целях улучшения шумовых характеристик фронт конденсатора имеет форму вытянутого прямоугольника, позволяющего использовать вентилятор диаметром до 254 мм.

Таблица 23

Геометрические характеристики ребристо-трубных поверхностей, применяемых в СССР

Тип агрегата	Труба					Ребро	
	Расположение	Наружный диаметр, мм	Материал	Толщина стенки, мм	Шаг труб, мм	Толщина, мм (материал)	Шаг ребер, мм
ВС, ВВ, ВН (ГОСТ 22502–77)	Шахматное	12	Сталь	1	26x26	0,3 (сталь)	3,5
ВС и ВН нового ряда [22]	”	10	”	1	16x24	0,3 (сталь)	3,5
АК	”	16	Медь	1	40x40	0,2 (алюминий)	4
	Коридорное	12	”	1	–	0,2*	3,5

* Ребро гофрированного просечного типа [46, 48].

Таблица 24

Геометрические характеристики поверхностей конденсаторов зарубежных фирм [50]

Страна-изготовитель (фирма)	Труба					Ребро		
	Расположение	Наружный диаметр, мм	Материал	Толщина, мм	Шаг труб, мм	Толщина, мм	Материал	Шаг ребер, мм
ГДР ("Комбинат воздушной и холодильной техники")	Шахматное	12	Сталь	1	34x40	0,3	Сталь	3,5
	Коридорное	15	"	1	68x50	0,3	"	3,5
Япония								
("Санио")	Шахматное	10	Медь	0,5	25x21	0,2	Алюминий	3
("Тошиба")	"	10	"	0,5	25x25	0,2	"	3
НРБ ("Завод им. А. Иванова")	"	10	"	0,5	25x25	0,2	"	3
Италия ("Контардо")								
тип STT	Шахматное	8	Сталь	0,3	30x30	0,3	Сталь	4,3
тип STN	Коридорное, шахматное	19x4*	"	0,3	30x15	0,3	"	3,5
тип CR, SCR	Шахматное	16	Медь	0,8	60x30	0,2	Алюминий	2,5
Финляндия ("Финкойл")	То же	17	"	–	64x32	0,2	"	2,5
Япония ("Тайсей")	"	9,5	"	–	25x25	0,2	"	2,2
Франция ("Юните Герметик")	"	10	"	0,8	26x17	0,2	"	3

* Плоскоовальное сечение.

Таблица 25

Конденсаторы агрегатов с ротационными компрессорами

Показатель	Тип агрегата по ГОСТ 22502–77					
	ВСр315 1 (2)	ВСр400 1	ВСр500 1 (2)	ВСр630 1 (2)	ВВр1000 1 (2)	ВВр1250 1 (2)
Холодопроизводительность агрегата в номинальном режиме, кВт	0,345	0,433	0,513	0,633	0,979	1,196
Площадь поверхности конденсатора, $м^2$	1,49	1,49	2,0	2,0	4,0	4,0
Размеры по фронту, мм	277x208	277x208	277x273	277x273	277x273	277x273
Глубина по воздуху, мм	50	50	50	50	102	102
Число секций	2	2	2	2	4	4
Число труб в секции	8	8	10	10	10	10
Диаметр вентилятора, мм	200	250	250	250	250	250
Объемный расход воздуха, $м^3/с$	0,104	0,17	0,183	0,183	0,143	0,143
Масса (без вентиляторного узла), кг	5,0	4,05	6,0	6,0	12,4	12,4
Хладагент	R12	R12	R12	R12	R12	R12

Таблица 26

Конденсаторы агрегатов с поршневыми компрессорами

Показатель	Тип агрегата								
	ВВ1000	ВС500	ВС630	ВС800	ВС800 (2)	ВС 1250	ВН 250	ВН 400	ВН 630
Холодопроизводительность агрегата в номинальном режиме, Вт	1057	515	645	787	769	1166	271	419	702
Площадь поверхности конденсатора, $м^2$	3,3	1,9	2,8	2,2	3,3	4,4	1,9	2,2	4,4
Размеры по фронту, мм	340x290	280x288	280x288	340x290	340x290	340x290	340x290	340x290	340x290
Глубина по воздуху, мм	94	70	90	70	90	150	70	70	90
Число секций	3	2	3	2	3	4	2	2	3
Число труб в секции	12	10	10	12	12	12	10	12	12
Диаметр вентилятора, мм	290	250	250	290	290	290	250	290	290
Объемный расход воздуха, $м^3/с$	0,254	0,162	0,143	0,287	0,254	0,226	0,194	0,287	0,254
Масса (без вентиляторного узла), кг	10,2	5,2	8,6	7,0	10,2	13,6	5,9	7,0	10,2
Хладагент	R12	R12	R12	R12	R12	R12	R22	R22	R22

Таблица 27

Конденсаторы агрегатов с поршневыми компрессорами нового ряда [22]

Показатель	Тип агрегата					
	ВС400 (2)	ВС500 (2)	ВС630 (2)	ВН315 (2)	ВН400 (2)	ВН630 (2)
Холодопроизводительность агрегата в номинальном режиме, кВт	0,405	0,53	0,645	0,325	0,41	0,64
Площадь поверхности, $м^2$	1,31	1,81	2,72	1,81	2,72	4,6
Размеры по фронту, мм	288x280	288x280	288x280	288x280	288x280	360x280
Глубина по воздуху, мм	50	50	80	50	80	90
Число секций	2	2	3	2	3	4
Число труб в секции	8	8	8	8	8	12
Диаметр вентилятора, мм	200	200	200	200	200	250
Объемный расход воздуха, $м^3/с$	0,118	0,118	0,11	0,118	0,11	0,2
Масса (без вентиляторного узла), кг	4,5	4,5	6,5	4,5	6,5	9,6
Хладагент	R12	R12	R12	R502	R502	R502

Таблица 28

Конденсаторы герметичных агрегатов фирмы "Линде" (ФРГ)

Показатель	Тип агрегата					
	BAC 1400 FL	BAC 2400 FL	BAC 3400 FL	BAC 5400 FL	BAC 6500 FL	BAB 7300 FV
Холодопроизводительность*, кВт	0,199	0,273	0,372	0,616	0,668	1,0
Размеры по фронту, мм	215x230	215x230	190x230	215x270	312x345	266x266
Глубина по воздуху, мм	40	60	60	114	163	114
Число секций	1	2	2	4	6	4
Число труб в секции	6	6	6	8	12	10
Диаметр вентилятора, мм	200	200	200	200	300	254
Объемный расход воздуха, $м^3/с$	0,13	0,11	0,138	0,07	0,315	0,2
Хладагент	R12	R12	R12	R12	R12	R12

* $t_0 = -15°C$; $t_{о.в} = 32°C$.

Т а б л и ц а 29

Конденсаторы герметичных агрегатов фирмы "Юните Герметик" (Франция)

Показатель	Тип агрегата				
	СА			ТА	
Холодопроизводительность, кВт	0,343*	0,407*	0,768**	1,593**	2,2**
Размеры по фронту, мм	215x235	215x235	215x235	275x275	326x385
Глубина по воздуху, мм	68	100	100	124	124
Число секций	2	3	3	4	4
Число труб в секции	7	7	8	–	–
Расход воздуха, $м^3/с$	0,06	0,06	0,06	0,25	0,3
Хладагент	R12	R12	R12	R12	R12

* $t_{о.в} = 32°C$; $t_0 = -15°C$.

** $t_{о.в} = 32°C$; $t_0 = 5°C$.

Таблица 30

Конденсаторы агрегатов фирмы "Тошиба" (Япония)

Показатель	Тип агрегата				
	CAL	CAL	CAL	TAL	TAH
Холодопроизводительность*, кВт	0,345	0,673	0,893	1,1	2,25
Площадь поверхности, м^2	1,8	2,0	7,0	7,0	7,3
Размеры по фронту, мм	230x250	255x250	255x350	280x350	250x510
Глубина по воздуху, мм	50	50	125	125	100
Число секций	2	2	5	5	4
Число труб в секции	9	10	10	10	10
Диаметр вентилятора, мм	220	220	280	280	220 (2 шт.)
Хладагент	R12	R12	R502	R12	R12

* Для R22, R12 $t_{о.в} = 32°C$, $t_0 = -15°C$;
для R502 $t_{о.в} = 32°C$, $t_0 = -35°C$.

Таблица 31

Конденсаторы агрегатов фирмы "Санио" (Япония)

Показатель	Тип агрегата						
	UFL						UFLB
Холодопроизводительность*, кВт	0,656	0,710	0,434	0,80	0,946	0,98	1,64
Площадь поверхности, м^2	–	7,43	–	–	5,36	5,36	–
Размеры по фронту, мм	300x370	260x535	230x200	258x330	258x370	258x370	310x370
Глубина по воздуху, мм	85	85	80	80	85	85	74
Число секций	4	4	6	6	4	4	4
Число труб в секции	12	10	9	8	10	10	12
Диаметр вентилятора	240	2x240	160	220	220	240	240 (2 шт.)
Хладагент	R502	R502	R12	R12	R12	R12	R12

* Для R12 при $t_{о.в} = 32°C$ и $t_0 = -15°C$;
для R502 при $t_{о.в} = 32°C$ и $t_0 = -35°C$.

Т а б л и ц а 32

Конденсаторы агрегатов фирмы "Аспера Фриго" (Италия)

Показатель	Тип агрегата				
	UE		UT		UJ
Холодопроизводительность*, кВт	0,419	0,52	0,61	0,721	2,32
Площадь поверхности, м^2	–	–	2,66	–	
Размеры по фронту, мм	223x211	223x211	244x235	275x264	335x335
Глубина по воздуху, мм	94	94	65	94	118
Число секций	3	3	2	3	4
Число труб в секции	7	7	8	8	11
Масса (без вентиляторного узла), кг	–	–	2,82	–	–
Диаметр вентилятора, мм	170	170	230	250	300
Хладагент	R12	R12	R12	R12	R12

* При $t_{о.в} = 32°C$; $t_0 = -15°C$.

Таблица 33

Конденсаторы агрегатов фирмы "Данфосс" (Дания)

Показатель	Высокотемпературные*			Средне- и низкотемпературные**		
Холодопроизводительность, кВт	0,46	0,663	0,558	0,331	0,373	0,453
Площадь поверхности, м^2	1,22	2,45	1,88	1,22	1,22	1,88
Размеры по фронту, мм	210x270	210x270	210x270	210x270	210x270	210x270
Глубина по воздуху, мм	69	135	96	69	70	96
Число секций	2	4	3	2	2	3
Число труб в секции	8	8	8	8	8	8
Диаметр вентилятора, мм	205	205	205	205	205	205
Хладагент	R12	R12	R12	R12	R12	R12

* Для высокотемпературного исполнения – холодопроизводительность при $t_{о.в} = 32°C$; $t_0 = +5°C$.

** Для средне- и низкотемпературного – при $t_{о.в} = 32°C$; $t_0 = -10°C$.

Т а б л и ц а 34

Конденсаторы зарубежных фирм

Страна-изготовитель (фирма)	Марка конденсатора	Площадь поверхности теплообмена F, м^2	Тепловая нагрузка $Q_к$ при $\Delta t = 15°C$, кВт	Расход воздуха G, м^3/с	Габаритные размеры, мм			Шаг ребра $S_р$, мм	Шаг труб $S_1 x S_2$, мм	Мощность вентилятора (установленная) N, Вт	Занимаемый объем V, м^3	Масса M, кг
					Длина	Ширина	Высота					
Финляндия, ("Финкойл")	FJ01	14,9	3,8	0,42	425	490	510	2,5	64x32	1x90	0,106	50
	FJ02M	22,3	6,0	0,55	625	490	510	2,5	64x32	1x90	0,156	55
Италия ("Контардо")	CR412	–	8,46	1,38	860	400	600	2,5	60x30	–	0,2	–
	SCR1	–	11,8	1,47	770	460	540	2,5	60x30	–	0,19	47
Япония ("Тайсей")	KH2	18,1	7,2	1,15	–	–	–	2,2	25x25	–	–	–
ГДР ("Комбинат воздушной и холодильной техники")	TGL3550	13,9	5,3	1,2	672	96	585	–	68x50	–	0,037*	29*

* Без вентиляторного узла.

Основные технические характеристики конденсаторов отечественных агрегатов приведены в табл. 25, 26 и 27.

Данные по конденсаторам ведущих зарубежных фирм – изготовителей холодильных агрегатов [45] приведены в табл. 28–33.

Отметим, что большинство этих фирм в проспектах на холодильные агрегаты приводит ограниченные сведения конкретно по конденсаторам. Более подробные сведения содержатся в проектно-каталожных материалах фирм, изготовляющих теплообменную аппаратуру [50]. Приведенные данные показывают, что большинство конденсаторов имеет число труб в секции от 8 до 10. Во всех случаях вентилятор работает на "просос" воздуха через поверхность конденсатора. Площадь вентилятора по наружному диаметру составляет не менее 0,75–0,8 площади фронтальной поверхности конденсатора.

В агрегатах холодопроизводительностью до 0,5–0,6 кВт наблюдается тенденция использования вентиляторов диаметром 200–220 и даже 170 мм – фирма "Асперо Фриго" (Италия).

Удельный расход воздуха, приходящийся на 1 $м^2$ поверхности, в пределах 0,08–0,04 $м^3/с$, на 1 $м^2$ фронтальной поверхности конденсатора – в пределах 1,2–3,2 $м^3/с$.

Технические характеристики более крупных конденсаторов для агрегатов холодопроизводительностью свыше 3 кВт приведены в табл. 8 (см. гл. 1), а характеристики аппаратов ребристо-трубного типа – в табл. 34 [50].

В конденсаторах агрегатов холодопроизводительностью до 1,5 кВт почти все фирмы используют широколопастные вентиляторы с числом лопастей 3–4.

Несмотря на очевидные преимущества традиционных ребристо-трубных конденсаторов, эта конструкция имеет ряд недостатков:

наличие относительно дорогих цельнотянутых бесшовных круглых труб;

влияние на общий коэффициент теплопередачи теплового контактного сопротивления между трубами и ребрами;

технологические трудности создания цельноалюминиевых конструкций (замена медной или стальной трубы алюминиевой), в основном связанные с пайкой калачей.

Примерные доли весомости материалов отечественных стальных конденсаторов приведены в табл. 35.

Относительное изменение общего коэффициента теплопередачи конденсатора в зависимости от покрытия наружной поверхности приведено в табл. 36 [60].

Таким образом, необходима металлизация наружной поверхности стальных конденсаторов. Расход цинка составляет примерно 0,7–0,8 $кг/м^2$.

Таблица 35

Средние относительные массово-стоимостные показатели конденсаторов площадью поверхности 1,5–5,5 м^2

Элементы конденсатора и материалы	Удельные, %	
	масса	стоимость
Трубы	55	50
Ребра	20	30
Цинк	25	12
Трудоемкость	–	8

Таблица 36

Зависимость относительного коэффициента теплопередачи от вида покрытия поверхности

Покрытие	Коэффициент теплопередачи	Удельная стоимость
Горячая оцинковка	1	1,4
Окраска		
лаком	0,76	1,2
эмалью	0,78	1,1
" в два слоя	0,75	1,08
Нитрокраска	0,436	1,05
Без покрытия	0,61	1

В связи с этим представляется весьма перспективным покрытие поверхностей с помощью медьсодержащих дешевых паст типа "Малахит" на основе сплавов меди [13] *. Апробация этого способа была проведена на конденсаторах Рижского завода "Компрессор". Паста "Малахит" состоит на 80% из воды и на 20% из окислов меди. При пайке в печи проходного типа происходит восстановление меди с покрытием ею всей поверхности толщиной до 10 мкм с одновременной пайкой калачей.

Результаты испытаний омедненного конденсатора в составе агрегата ВВр1250 1(2) представлены в табл. 37.

Применение пасты "Малахит" позволяет снизить массу и стоимость конденсатора без ухудшения теплоэнергетических показателей агрегата и отказаться от весьма трудоемкой операции – горячей оцинковки. Примерный расход пасты 0,2–0,25 кг на 1 м^2 теплопередающей поверхности.

* Состав пасты и технология ее применения разработаны канд. техн. наук Ю. И. Березниковым и инж. В. П. Пановым.

Таблица 37

Показатели агрегата с конденсаторами, имеющими различное покрытие поверхности

Показатель	Горячая оцинковка	Омеднение пастой "Малахит"
Холодопроизводительность в номинальном режиме, кВт	1,175	1,134
Разность температур $(t_к - t_{о.в})$, °С	14,3	12,8
Удельная холодопроизводительность $\epsilon = Q/N_э$	2,32	2,36
Площадь поверхности F, м^2	4,0	4,0
Условный коэффициент теплопередачи k, отнесенный к $(t_к - t_{о.в})$, Вт/(м^2·°С)	23,6	25,4
Относительные показатели конденсатора		
масса	1,0	0,78
стоимость	1,0	0,9

Аналогичной операцией, но более технологически сложной является протяжка и закрепление медной проволоки вдоль ребер около основания труб. Затем ребристую поверхность помещают в специальную печь, где происходят плавка медной проволоки и заполнение расплавленной медью зазора между трубами и ребрами.

В ребристо-трубных конденсаторах из медных труб и алюминиевых ребер для создания оптимального натяга в соединении трубка–ребро применяют предварительное гальваническое покрытие трубок мягким металлом (олово, цинк) [48]. Перспективным направлением является разработка алюминиевых труб с силуминовым покрытием с последующей пайкой собранного теплообменного блока (с ребрами и калачами) в вакуумных печах [46].

Совершенствование поверхности ребер возможно также путем использования гофрированных просечных ребер [47], насадных ребер, имеющих искривленную входную кромку [37] и ребер с волнистой поверхностью [71]. Данные по теплоотдаче и аэродинамике для таких поверхностей приведены в гл. 5.

Для предварительных расчетов ребристо-трубных конденсаторов с гладкими ребрами можно рекомендовать зависимости для коэффициентов теплопередачи [59, 60]:

для R12 $k = 26\,(w\rho)^{0,5}$

и для R22, R502 $k = 28\,(w\rho)^{0,5}$,

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·°С); $w\rho$ – массовая скорость воздуха в узком сечении, кг/(м^2·с).

Обычно при шаге ребер 2,5–4 мм и шаге труб 25x25 мм степень стеснения (отношение живого сечения по воздуху к фронту конденсато-

ра) составляет 0,5–0,7 и в диапазоне $w\rho$ = 3÷5,5 кг/(м^2·с) гидравлическое сопротивление 1-й секции по воздуху находится в пределах 8–10 Па. При указанных скоростях воздуха абсолютные значения коэффициентов теплопередачи ребристо-трубных конденсаторов обычно не превышают 30–50 Вт(м^2·°С).

Более совершенные конструкции конденсаторов с точки зрения возможности снижения их материалоемкости и габаритных размеров, а также уменьшения энергопотребления при эксплуатации машин рассмотрены ниже.

3.2. ПЛАСТИНЧАТО-РЕБРИСТЫЕ КОНДЕНСАТОРЫ

Систематическое изучение и широкое промышленное внедрение пластинчато-ребристых теплообменников началось с 1945 г. [36]. В настоящее время многие западные фирмы в больших количествах производят такие теплообменники как для нужд различных отраслей своей промышленности, так и для международного рынка. Основные сферы применения: криогенная техника, атомная энергетика, теплоэнергетика и др.

Пластинчато-ребристый теплообменник представляет собой блок, состоящий из гладких пластин, гофрированных ребер и проставочных брусков (рис. 12). Обычно такие теплообменники изготовляют из алюминиевых сплавов и паяют либо в вакуумных печах, либо в соляных ваннах [5, 26].

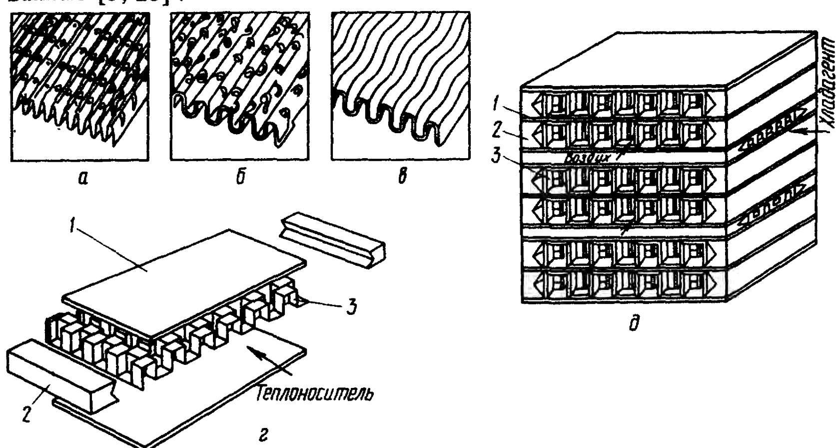


Рис. 12. Пластинчато-ребристый аппарат (без коллекторов для хладагента):

а – жалюзийные ребра; *б* – перфорированные ребра; *в* – волнистые ребра; *г* – канал с прерывистой ребристой поверхностью; *д* – теплообменный блок с двухрядными каналами на стороне воздуха; *1* – разделительная пластина; *2* – боковой брусок; *3* – гофрированная ребристая поверхность

Несмотря на известные преимущества: компактность, малая металлоемкость, низкая стоимость, – фирмы за рубежом, выпускающие малые холодильные машины, пока не применяют аппараты такого типа; известны лишь ограниченные данные фирм "Хитачи", "Сумитомо", "Кобе Стил" (Япония), которые рекламируют их в качестве конденсаторов автомобильных кондиционеров [50], и фирм "Аппаратенбау Мюлау" (ГДР) и VEB – "Кюльаутомат" (ГДР), освоивших выпуск плиточно-ребристых алюминиевых воздухоохладителей (поверхностью 2,8–12 м^2) и стальных регенеративных теплообменников. Судя по рекламным данным, зарубежные фирмы, освоившие пайку алюминиевых сплавов (аппараты типа "Алекс"), выпускают, как правило, не единичные теплообменники, а широкие размерные ряды многоцелевого назначения (от аппаратов для атомных электростанций до конденсаторов и воздухоохладителей автомобильных кондиционеров).

Очевидно, отсутствие таких аппаратов в номенклатуре ведущих зарубежных фирм по производству холодильной теплообменной аппаратуры объясняется их узким применением (конденсаторы и испарители фреоновых машин) и стремлением максимально унифицировать технологическое оборудование и используемые материалы. В настоящее время в СССР проведены работы по изучению возможности применения таких аппаратов в холодильных машинах [15, 42, 46] и накоплен определенный опыт в этом направлении.

Основным элементом в пластинчато-ребристом аппарате является гофрированная поверхность со стороны воздуха (насадка) (см. рис. 12, поз. *3*). Анализ последних литературных данных показывает, что к настоящему времени исследовано около 120 таких поверхностей с различной конфигурацией каналов: гладкие, прерывистые, жалюзийные, перфорированные и т. д. [4, 19, 57, 58].

Технология штамповки алюминия и меди позволяет получать такие гофрированные поверхности высотой не более 18–20 мм; обычно применяются поверхности высотой 6–7 мм.

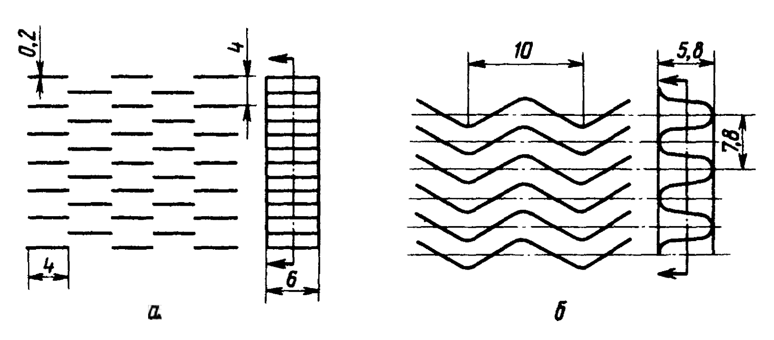


Рис. 13. Схемы насадок:

а – прерывистая; *б* – извилистая

В работах [15, 24] сообщается об испытаниях в аэродинамической трубе алюминиевых моделей пластинчато-ребристых аппаратов с извилистой и прерывистой насадкой со стороны воздуха и гладкими каналами со стороны хладагента.

Геометрические характеристики указанных конденсаторов приведены в табл. 38, а насадок – на рис. 13.

Таблица 38

Характеристики испытанных конденсаторов

Показатель	Аппарат 1	Аппарат 2	Аппараты 1, 2, сторона хладагента
	Сторона воздуха		
Площадь поверхности, $м^2$	4,7	5,9	3,6
Размер по фронту, мм	280x280	280x280	–
Глубина по воздуху, мм	160	160	–
Тип насадки	Прерывистая	Извилистая	Гладкая
Шаг ребер, мм	4,0	4,0	3,0
Высота ребер, мм	6,0	6,0	6,0
Степень оребрения	1,3	1,6	–
Степень стеснения канала	0,48	0,49	0,24
Непрерывная длина ребра, мм	4,0	10	–

Испытания проводили на хладагентах R12 и R22 в диапазоне удельных тепловых нагрузок 0,3–1 $кВт/м^2$, скоростей воздуха в узком сечении 3–25 м/с и перегрева хладагента на входе 60–80°С. Как показали испытания, лучшими являются показатели аппарата № 1, где коэффициенты теплопередачи примерно на 25–30% выше, а гидравлические сопротивления примерно вдвое ниже, чем в аппарате № 2 с извилистой насадкой на стороне воздуха.

В сравнении с ребристо-трубной конструкцией оптимальная глубина пластинчато-ребристого аппарата по воздуху $L \approx 50$ мм. Для повышения эффективности аппарата необходимо увеличить степень оребрения путем увеличения высоты насадки по воздуху до 12–18 мм и уменьшения со стороны хладагента до 1,5–2 мм. В дальнейшем были проведены испытания таких аппаратов в составе холодильной машины ИФ-56М [42]. Испытывались аппараты из алюминиевых сплавов (КПРАл) и стали (КПРСт). Алюминиевые аппараты были выполнены двух вариантов: с однорядным (КПРАл 1) и двухрядными (КПРАл 2) каналами по воздуху. На стороне воздуха и хладагента использовались прерывистая и гладкая насадки. Характеристики аппаратов и данные их испытаний представлены в табл. 39.

Как показали испытания моделей аппаратов [15], при использовании прерывистой насадки со стороны воздуха в диапазоне скоростей воздуха в узком сечении $w = 3 \div 6$ м/с, значения $k = 60 \div 90$ Вт/($м^2 \cdot °C$), $\Delta P_в = 3 \div 15$ Па.

При испытании аппаратов в составе машины ИФ-56М данные по теплопередаче оказались хуже. Причины ухудшения теплопередачи при работе аппаратов в составе холодильной машины по сравнению с испытанными моделями: неравномерность распределения хладагента и воздуха по фронту аппарата и ухудшение теплоотдачи в зоне сбива перегрева из-за малых скоростей (менее 0,1 м/с). Тем не менее показатели алюминиевого пластинчато-ребристого конденсатора лучше, чем серийного ребристо-трубного: габариты меньше примерно на 60%, а масса – на 30% при увеличении коэффициента теплопередачи примерно вдвое.

Несмотря на значительный объем исследований по конвективному теплообмену на пластинчато-ребристых поверхностях и накопленный к настоящему времени достаточный опыт, работы по совершенствованию гофрированных ребер (насадок) продолжаются [14, 33, 34]. Из путей совершенствования отметим "облагораживание" поверхностей в аэродинамическом отношении (применение более плавных турбулизаторов потока воздуха) при сохранении достигнутого высокого уровня теплоотдачи. Внедрение такой аппаратуры для отрасли торгового холодильного оборудования, в которой объем выпуска изделий достигает около 500–700 тыс. шт. в год, требует организации в отрасли нового высокомеханизированного и автоматизированного технологического процесса с высокой культурой производства, причем наиболее сложной

Таблица 39

Массогабаритные характеристики конденсаторов (хладагент R12)

Показатель	Серийный конденсатор КТР (труба–медь, ребра–алюминий) трубный	Пластинчато-ребристые аппараты		
		КПРАл 1	КПРАл 2	КПРСт
Габаритные размеры, м	0,5x0,465x0,13	0,4x0,4x0,1	0,4x0,4x0,12	0,416x0,416x0,1
Площадь наружной поверхности, $м^2$	14,2	6,2	9,7	7,1
Площадь поверхности по хладагенту, $м^2$	1,4	4,3	3,5	5,9
Объем, $м^3$	0,03	0,016	0,019	0,017
Масса, кг	20,0	14,5	15,1	29,0
Данные испытания [42]				
Скорость воздуха в узком сечении, м/с	4,5–5,2	6,2	6,3	4,8–5,2
Коэффициент теплопередачи, Вт/ ($м^2$·°С)	32–35	70–72	60–70	45–52

и ответственной операцией является пайка покрытых силумином гладких пластин (промежуточных листов) с гофрированной поверхностью и брусками [5].

Отметим также некоторые недостатки традиционных пластинчато-ребристых аппаратов применительно к использованию их в конденсаторах малых холодильных машин:

наличие промежуточных брусков и листов, которые практически не участвуют в наружном теплообмене, а по массе составляют до 40–50% общей массы аппарата;

наличие сварных коллекторов на входе и выходе хладагента, доля которых по массе равна 15–20% массы аппарата;

необходимость в уменьшении проходных сечений по хладагенту до высоты каналов (1–3 мм) в установке перегородок в коллекторах;

в случае разгерметизации сложность ремонта на месте эксплуатации, а также проблема механической очистки наружной поверхности от запыления, связанная с невозможностью промывки ее водой из-за коррозии.

Некоторые из указанных недостатков отсутствуют у конденсаторов из плоскоовальных труб с промежуточным оребрением в виде гофрированных насадок пластинчато-ребристых теплообменников.

3.3. КОНДЕНСАТОРЫ ИЗ ПЛОСКООВАЛЬНЫХ ТРУБ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОРЕБРЕНИЕМ

В последние годы выпуск таких конденсаторов для автомобильных кондиционеров освоила фирма "Хитачи" (Япония) совместно с фирмой "Шова" (Япония) [50].

Цельноалюминиевые конденсаторы фирмы "Хитачи" выполнены из плоскоовальных алюминиевых труб размером 19,2x4,5 и 28,6x4,5 мм, образующих непрерывный змеевик из цельнотянутой трубы с внутренним оребрением для прохода хладагента и расположенным между трубами оребрением в виде гофрированной полосы (рис. 14). Наличие внутреннего оребрения не только интенсифицирует теплообмен со стороны хладагента, но предотвращает сминание трубы при образо-

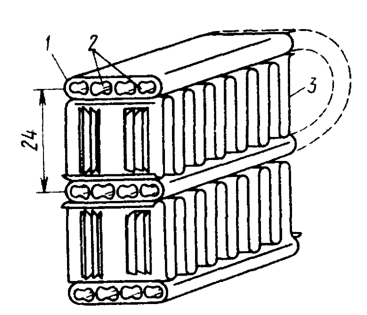


Рис. 14. Элемент конструкции цельноалюминиевого конденсатора фирмы "Хитачи" (Япония):

1 – плоскоовальная труба; *2* – внутреннее ребро; *3* – гофрированная полоса

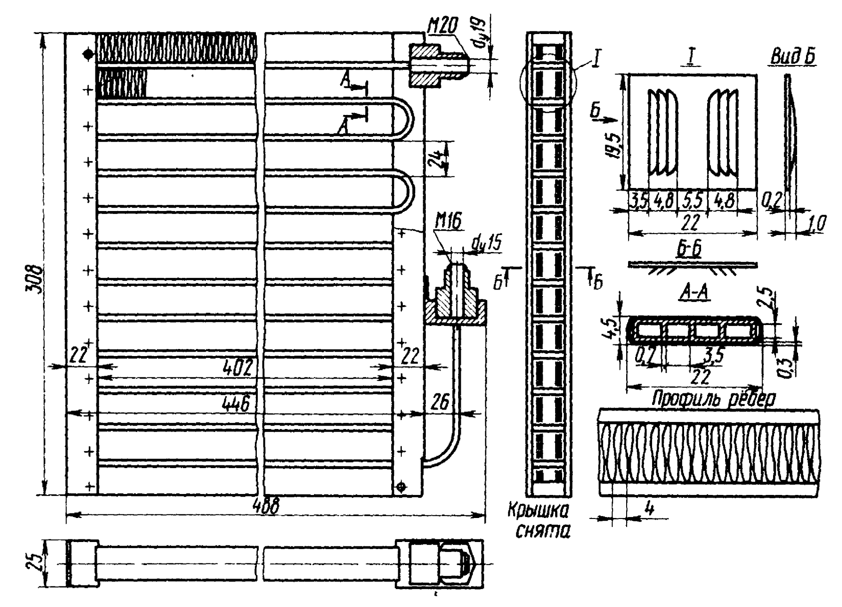


Рис. 15. Конденсатор фирмы "Хитачи" (Япония), модель SV100 5C

вании "калачей". Гофрированное оребрение выполнено из фольги сплава АМц толщиной 0,2 мм, плакированной с двух сторон силумином. Пайка таких конденсаторов производится в специальных вакуумных электропечах. Градация конденсаторов включает аппараты наружной поверхностью от 2 до 3,6 м^2.

Общий вид конденсатора модели SV 100 5C представлен на рис. 15, а его герметические характеристики приведены ниже.

Характеристика конденсатора SV 100 5C

Площадь, м^2	
наружной поверхности $F_н$	2,46
внутренней поверхности $F_{вн}$	0,258
Степень оребрения $F_н/F_{вн}$	9,56
Площадь поверхности фронта $f_{фр}$, м^2	0,1238
Живое сечение по воздуху $f_у$, м^2	0,092
Коэффициент живого сечения $f_у/f_{фр}$	0,74
Эквивалентный диаметр со стороны хладагента, мм	6,7
Эквивалентный диаметр со стороны воздуха, мм	3,28
Шаг ребер, мм (минимальный)	2,0
Число труб	12
Число рядов труб по воздуху	1
Шаг труб поперек потока воздуха, мм	24
Длина трубы по хладагенту, м	5,4
Масса (без вентиляторного узла), кг	1,85

Таблица 40

Градация конденсаторов фирмы "Хитачи" (Япония)

Показатель (хладагент R12)	Тип конденсатора						
	SV100 4C	SV100 5C	SV100 2C	SV100 1C	SV1000 3CR	SV100 3C	SV2100 1C
Площадь наружной поверхности, $м^2$	2,02	2,46	2,8	3,16	3,3	3,66	2,5
Тепловая нагрузка при $\Delta t = t_к - t_{о.в}$, кВт							
$\Delta t = 24°C$	1,85	2,2	2,7	2,9	3,1	3,5	2,5
$\Delta t = 15°C$	1,156	1,375	1,7	1,8	1,94	2,19	1,56
$\Delta t = 10°C$	0,77	0,916	1,12	1,206	1,29	1,45	1,04
Расход воздуха, $м^3/с$	0,32	0,37	0,433	0,483	0,51	0,56	0,33
Размер трубы, мм	19,2x4,5	19,2x4,5	19,2x4,5	19,2x4,5	19,2x4,5	19,2x4,5	28,6x4,5
Размеры по фронту, мм	261x450	308x450	357x460	308x580	357x530	357x580	261x460
Скорость воздуха в узком сечении, м/с	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7
Падение давления по воздуху, Па	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0	15,0
Масса (без вентиляторного узла), кг	1,52	1,85	2,2	2,4	2,5	2,8	3,3
Условный коэффициент теплопередачи, отнесенный к $\Delta t = 10°C$, Вт/($м^2 \cdot °C$)	38	37,2	40,0	38,2	39,1	39,8	41,6

Компактность такого аппарата (площадь наружной поверхности в единице объема) около 1000 $м^2/м^3$.

Характеристики градации конденсаторов фирмы "Хитачи" приведены в табл. 40. Как видно из табл. 40, эти конденсаторы имеют довольно высокие теплотехнические показатели: при массовой скорости в узком сечении порядка $w\rho$ = 3,3 кг/($м^2$·с) условные коэффициенты теплопередачи составляют 38–42 Вт/($м^2$·°С) при аэродинамическом сопротивлении 7,0 Па. Удельная масса не превышает 0,752 кг/$м^2$.

В ребристо-трубных стальных конденсаторах при $w\rho$ = 3,5 кг/($м^2$·с) условный коэффициент теплопередачи около 26 Вт/($м^2$·°С), а удельная масса 2,5–3,0 кг/$м^2$ при аэродинамическом сопротивлении около 8–10 Па.

Образец такого конденсатора (модель SV1005C) был испытан в составе серийного агрегата ВВр1000 1(2) с вентилятором диаметром 250 мм и конструкцией диффузора, переделанной под фронт конденсатора. Эти данные приведены в табл. 41.

Как видно из табл. 41, при практически близких к серийному агрегату теплоэнергетических показателях конденсатор фирмы "Хитачи" (Япония) примерно в 7 раз меньше по массе. Условный коэффициент теплопередачи соответствует проспектным данным фирмы.

Размеры по фронту конденсатора SV100 5C не удовлетворяют требования ГОСТ 22502–77 по габаритам агрегата ВВр1000 1(2), однако, как показывают расчеты, при выполнении его двухсекционным с размером фронта порядка 280x280 мм и площадью наружной поверхности 2,9 $м^2$ с использованием того же вентилятора диаметром 250 мм следует ожидать снижение расхода воздуха всего на 25%, соответственно сни-

Таблица 41

Результаты испытаний конденсатора фирмы "Хитачи" (Япония) в агрегате ВВр1000 1(2)

Показатель	Серийный ребристо-трубный конденсатор с горячей оцинковкой поверхности	Цельноалюминиевый конденсатор SV100 5C
Холодопроизводительность в номинальном режиме, кВт	1,175	1,135
Разность температур $\Delta t = (t_к - t_{о.в})$, °С	14,3	15,1
Размеры по фронту, мм	277x273	308x450
Глубина по воздуху, мм	102	22
Масса (без вентиляторного узла), кг	13,2	1,85
Площадь поверхности $F_н$, $м^2$	4,0	2,46
Условный коэффициент теплопередачи, отнесенный к Δt, Вт/($м^2$·°С)	24,6	36

жение условного коэффициента теплопередачи на 12% и разности температур $t_к - t_{о.в}$ до 14,5 °С (за счет увеличения наружной поверхности), т. е. близкой к серийному конденсатору. Масса этого конденсатора будет значительно меньше массы серийного (примерно в 6,2 раза). Цельноалюминиевые конденсаторы аналогичной конструкции применяются в агрегатах фирмы "Текумсе" (США) для сокоохладителей фирмы "Джет–Спрей" (США) [46].

Холодопроизводительность таких агрегатов в высокотемпературном режиме около 0,5–0,8 кВт. По типу таких конденсаторов (в дальнейшем называемых DS) были изготовлены макетные образцы и проведены их теплотехнические испытания в составе агрегатов ВСр400 1 и ВВр1250 1 (2).

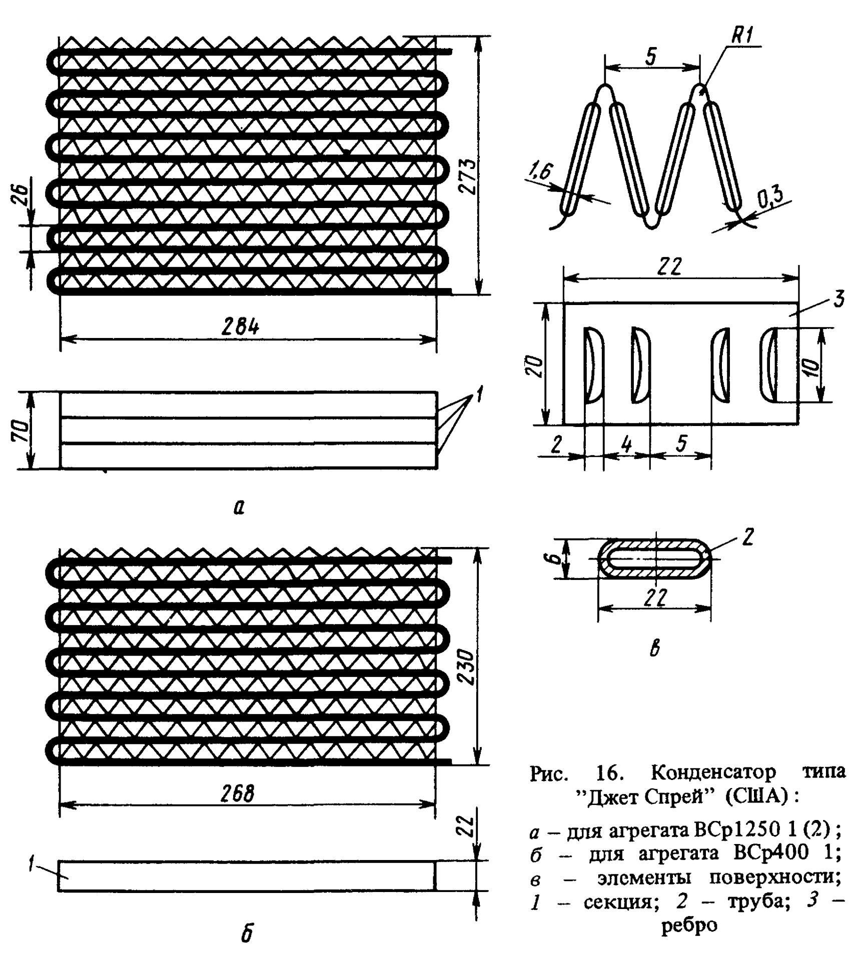


Рис. 16. Конденсатор типа "Джет Спрей" (США):

а – для агрегата ВСр1250 1 (2); *б* – для агрегата ВСр400 1; *в* – элсменты поверхности; *1* – секция; *2* – труба; *3* – ребро

Таблица 42

Результаты испытаний конденсаторов типа DS

Тип агрегата	Номинальная холодопроизводительность, кВт	Удельная холодопроизводительность	Площадь поверхности, $м^2$	Разность температур $(t_к - t_{о.в})$, °C	Габаритные размеры конденсатора, мм		Масса (без вентиляторного узла), кг	Условный коэффициент теплопередачи, Вт/($м^2$ × °C)
					Фронт	Глубина		
ВСр400 1 (серийный конденсатор)	0,38	1,52	1,49	12,7	277x208	50	4,4	26
ВСр400 1 (конденсатор DS)	0,409	1,56	1,06	8,8	268x230	22	3,3	40
ВВр1250 1 (2) (серийный конденсатор)	1,175	2,32	4,0	14,3	277x273	102	13,2	24,6
ВВр1250 1 (2) (конденсатор DS)	1,192	2,23	3,72	13,8	284x273	70	9,9	27,8

Конденсаторы типа DS выполнены из стальных плоскоовальных труб размером 22x6x1 мм (рис. 16), шаг труб в змеевике поперек потока воздуха 23 мм, между трубами змеевика припаяны зигзагообразные пластины шириной 22 мм способом светлой пайки и толщиной 0,3 мм (профиль гофрировки близок к конденсатору фирмы "Хитачи"), шаг ребер 5 мм.

Наружная поверхность была покрыта грунтовкой и окрашена черной эмалью ПФ-115 в два слоя.

Для агрегата ВСр400 1 был использован односекционный конденсатор площадью поверхности 1,06 м^2, а для агрегата ВВр1250 1(2) – трехсекционный площадью поверхности 3,72 м^2.

Результаты испытаний приведены в табл. 42.

Как видно из табл. 42, теплоэнергетические характеристики и габаритные размеры агрегатов с конденсаторами типа DS в цельностальном исполнении не ухудшились. При этом масса конденсаторов уменьшилась на 25%, соответственно масса агрегатов – на 6–8%.

Авторами разработаны конструкции конденсаторов аналогичного типа, но с измененной конфигурацией оребрения. В таких конденсаторах ребро располагается под углом к набегающему потоку воздуха и с помощью перфорации на его поверхности создается вдув-отсос пограничного слоя [14, 33, 34]. Наличие отогнутых под углом "язычков" перфорации способствует улучшению перемешивания воздушного потока. Изготовлены 2 модели таких конденсаторов трехсекционного 12-трубного типа в стальном исполнении. Труба плоскоовальная с размерами 22x6x1 мм, изготовленная из круглой трубы диаметром 16x1 мм с помощью протяжки через специальные ролики. Секция такого конденсатора показана на рис. 17, а оребрение – на рис. 18. Ребра конденсатора изготовлены из стальной ленты и в двух моделях различаются лишь расположением ребер в секциях по ходу воздуха (рис. 19). Описанные модели конденсаторов были испытаны в аэродинамической трубе замкнутого типа.

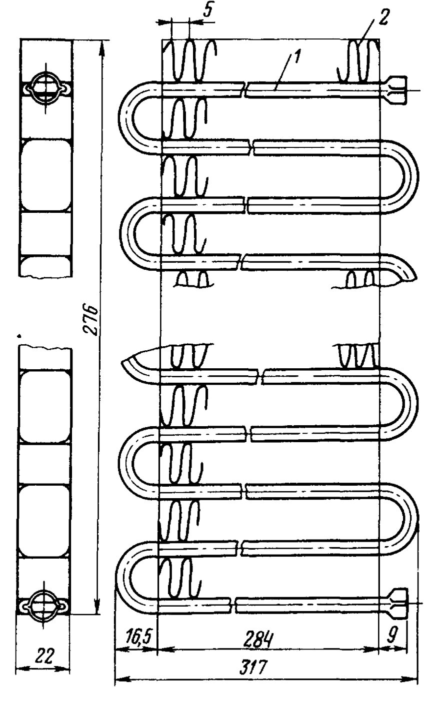
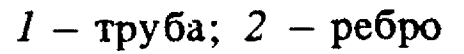
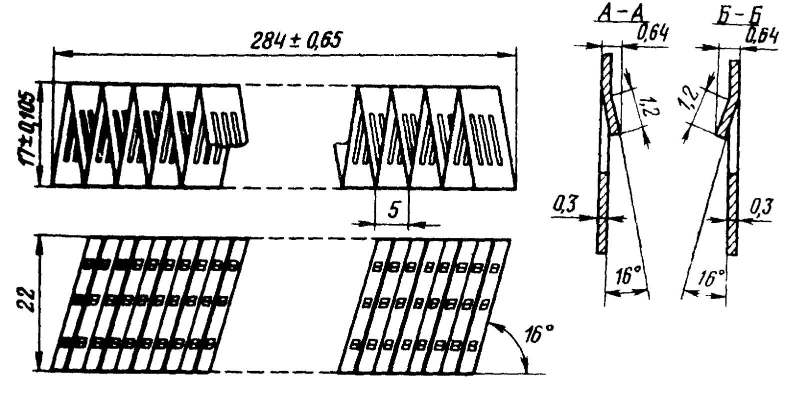


Рис. 17. Секция конденсатора с угловой насадкой:


1 – труба; *2* – ребро



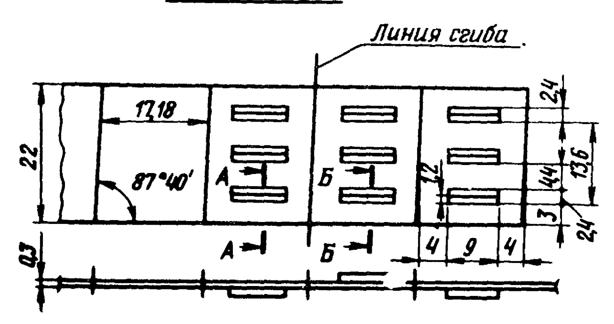


Рис. 18. Угловая перфорированная насадка

Условия проведения и результаты опытов по внутреннему теплообмену приведены в гл. 2. Как показали испытания, в аэродинамической трубе при скоростях воздуха в узком сечении $w\rho$ = 3÷10 кг(м^2·с) коэффициенты теплоотдачи указанных поверхностей, определенные с учетом перфорации ребра [14], оказались выше, чем у поверхности с ребрами по типу конденсатора фирмы "Хитачи" (Япония) [72], на 10–12%, а аэродинамические сопротивления ниже в зоне $w\rho$ = = 2÷5 кг(м^2·с) в среднем на 30–40% и в зоне $w\rho$ = 5÷10 кг/(м^2·с) на 10–15%.

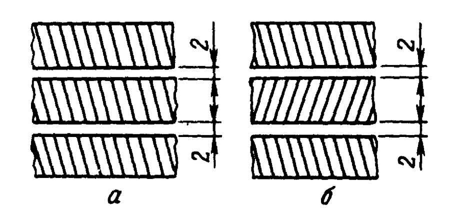


Рис. 19. Схема расположения ребер в секциях:

а – непрерывное; *б* – извилистое

Расположение ребер в секциях (непрерывное и извилистое) существенно не повлияло на теплоотдачу и гидравлическое сопротивление (они оказались выше при извилистом расположении ребер на 10–15%).

В дальнейшем конденсаторы были испытаны в составе агрегата ВВр1250 1(2). Геометрические характеристики их приведены в табл. 43, а результаты испытаний – в табл. 44.

Таблица 43

Характеристики конденсаторов с угловой насадкой

Показатель	Модель № 1	Модель № 2
Площадь поверхности теплообмена, $м^2$	3,72	3,72
Площадь внутренней поверхности, $м^2$	0,4	0,4
Степень оребрения	9,3	9,3
Шаг ребер, мм	5	5
Шаг труб поперек потока воздуха, мм	23	23
Расположение ребер в секциях	Непрерывное	Извилистое
Размеры по фронту, мм	284x276	284x276
Глубина по воздуху, мм	70	70
Масса, кг	9,9	9,9
Соединений секций по хладагенту	Последовательное	

Таблица 44

Результаты испытаний конденсаторов в составе агрегата ВВр1250 1 (2)

Параметры	Серийный конденсатор	Конденсатор № 1 (непрерывные ребра)	Конденсатор № 2 (извилистые ребра)
Холодопроизводительность номинальная, кВт	1,175	1,231	1,233
Разность температур ($t_к - t_{о.в}$), °С	14,3	13,8	13,8
Условный коэффициент теплопередачи, Вт/ ($м^2$·°С)	24,6	28,7	28,8
Масса (без вентиляторного узла), кг	13,2	9,9	9,9

Анализ результатов испытаний показывает, что применение конструкций конденсаторов в виде плоскоовальных труб с промежуточным оребрением позволяет при использовании стального варианта уменьшить массу конденсатора примерно на 30–35%, при использовании цельноалюминиевого – в 3–4 раза; при этом габаритный объем конденсатора уменьшается на 20–30%.

Наиболее перспективен алюминиевый вариант, однако, как было показано ранее, это требует организации нового технологического производства, связанного с пайкой алюминия в вакуумных печах. Кроме

того, плоскоовальные трубы с внутренним оребрением трудно изготовить в условиях крупносерийного производства.

В сравнении с традиционными пластинчато-ребристыми аппаратами такой вариант имеет меньшие массу и габаритные размеры (табл. 45) из-за отсутствия брусков и промежуточных листов, при почти равных коэффициентах теплопередачи.

Таблица 45

Сравнение конденсаторов из плоскоовальных труб с промежуточным оребрением с пластинчато-ребристыми конденсаторами

Показатель	Пластинчато-ребристый аппарат [42] с двойной насадкой по воздуху	Конденсатор алюминиевый фирмы "Хитачи" (Япония) [50]	Конденсатор стальной с промежуточным оребрением
Шаг ребер, мм	4,0	4,0	5,0
Площадь поверхности, $м^2$	9,7	2,46	3,72
Масса, кг	15,1	1,85	9,9
Габаритные размеры, мм	400x400x120	308x450x20	284x276x70
Объем, $м^3$	0,019	0,0027	0,0054
Компактность по габаритному объему, $м^2/м^3$	510	911	688
Удельная масса, $кг/м^2$	1,55	0,75	2,66
Примерное значение коэффициента теплопередачи аппарата при скорости воздуха в узком сечении 6 м/с, $Вт/(м^2 \cdot {}^\circ C)$	60–70	75–80	65–70

Аналогичные аппараты, только с коллектированием трубок по хладагенту, выпускаются на специальных линиях фирмы "Ливернойс" (США); номенклатура применения: масляные радиаторы легковых автомобилей и грузовиков, нагреватели салонов автомобилей, конденсаторы и испарители транспортных кондиционеров. Характеристики насадок приведены в табл. 46.

Таблица 46

Насадки фирмы "Ливернойс" (США)

Область применения	Тип жалюзи	Материал	Высота насадки, мм	Толщина, мм	Ширина, мм
Испарители	Прорезные	Рифленый алюминий	12,7	0,1397	101,6
Конденсаторы	Волнообразные	То же	10,54	0,1397	28,58
	Отогнутые	"	19,05	0,1955	30,5

Благодаря использованию ЭВМ профиль и размеры поверхности выполняются с допуском 0,0025 мм. Очевидно, при толщине фольги 0,15–0,2 мм максимальная высота насадки составляет 19 мм.

3.4. КОНДЕНСАТОРЫ БЕСТРУБНОГО ТИПА

К таким конденсаторам относятся конструкции, выполненные в виде набора ребер с последующим спеканием пакета в печах светлой пайки [50], а также алюминиевые листопрокатные – близкие по конструкции к конденсаторам домашних холодильников [40]. Впервые (с 1950 г.) стальные беструбные аппараты начали применяться в США в агрегатах холодопроизводительностью до 1,5–2 кВт. В настоящее время ряд таких аппаратов площадью поверхности 0,6–40 м^2 выпускает только фирма "Контардо" (Италия) [50]. В стальных аппаратах (STT) этой фирмы выштамповывают круглые отверстия с конусной отбортовкой длиной около 8,5 мм; последовательным сопряжением конусных отбортовок ребер создают жесткие пакеты с фиксированным шагом ребер 4,3 мм (рис. 20, *а*), в дальнейшем спекаемые в печах светлой пайки с применением меди в качестве припоя. Полученные трубы соединяют в змеевик круглыми калачами.

Более высокие теплотехнические показатели имеют модели конденсаторов фирмы "Контардо" с плоскоовальным сечением каналов (типа STF) со стороны хладагента (рис. 20, *б*) размером 19x4 мм и с конус-

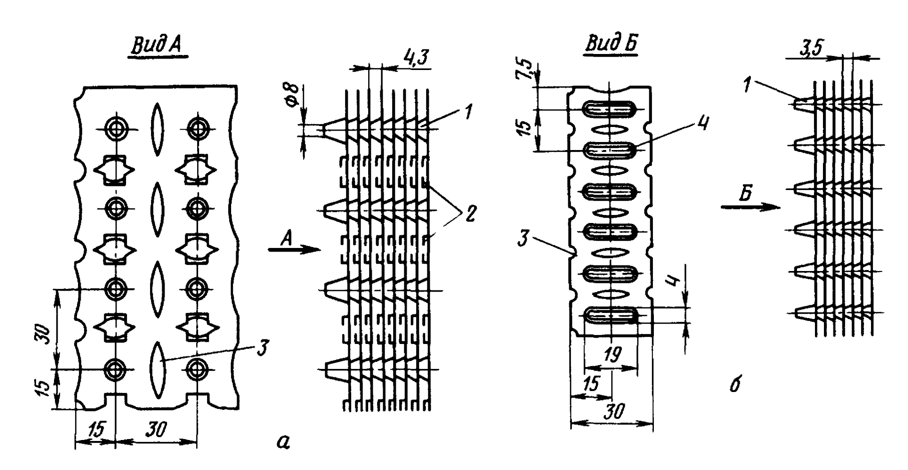


Рис. 20. Беструбные конденсаторы фирмы "Контардо" (Италия):

а – типа STT с круглым сечением канала для хладагента; *б* – типа STF с плоскоовальным сечением канала для хладагента; *1* – конусная отбортовка; *2* – отогнутые язычки для турбулизации потока воздуха; *3* – технологическое отверстие; *4* – плоскоовальное отверстие

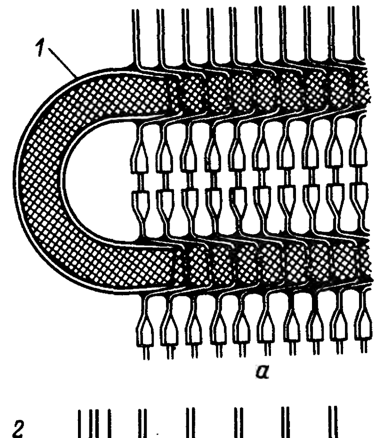
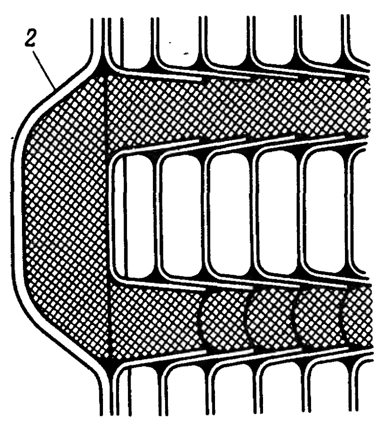
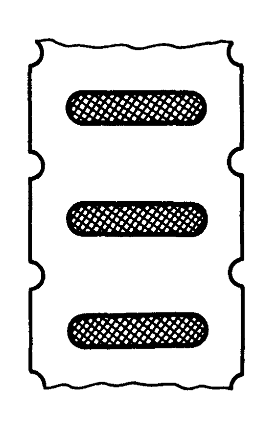


Рис. 21. Элементы поверхности беструбных конденсаторов:

а – типа STT; *б* – типа STF; *1* – круглый калач; *2* – штампованная накладка





б

ной отбортовкой длиной около 7 мм. При этом шаг ребер составляет 3,5 мм, эквивалентный диаметр со стороны хладагента – 6,6 мм. Трубы соединяются в змеевик с помощью штампованных накладок, приваренных рельефной сваркой. Хладагент поступает через круглые трубки внутренним диаметром 8 мм.

Геометрические характеристики ребер аппаратов типов STT и STF приведены в табл. 47, а их элементы сопряжения – на рис. 21. Максимальное рабочее давление по хладагенту 3 МПа.

Переход на плоскоовальное сечение (ребро STF) позволяет повысить тепловую нагрузку на конденсатор на 20–48% при прочих равных условиях [75]. Такие конденсаторы имеют площадь поверхности от 0,65 до 4,3 м^2 и рассчитаны на тепловую нагрузку 0,26–1,39 кВт с применением вентиляторов диаметром 170, 200 и 230 мм. В более крупных конденсаторах площадью поверхности 3,4–31,3 м^2 и тепловой нагрузкой до 12 кВт используются вентиляторы диаметром 300, 350,

Таблица 47

Характеристики ребер конденсаторов фирмы "Контардо" (Италия)

Показатель	STT (рис. 21, *а*)	STF (рис. 21, *б*)
Материал	Сталь	Сталь
Толщина, мм	0,3	0,3
Внутренний размер трубы, мм	8,0	19x4
Ширина ребра, мм	30	30
Шаг, мм		
труб	30	15
ребер	4,3	3,5
Площадь поверхности на 1 м длины трубы, $м^2/м$	0,42	0,25
Степень оребрения	15,8	5,5
Расположение труб	Шахматное, коридорное	Коридорное

Таблица 48

Сравнение конденсаторов STT и STF фирмы "Контардо" (Италия)

Показатель	Модели			
	STF 1218	STF 1624	STT 721	STT 824
Тепловая нагрузка при $\Delta t = 10°C$, кВт	0,261	0,556	0,261	0,348
Габаритные размеры, мм	180x180x30	240x240x30	210x210x30	240x240x30
Диаметр вентилятора, мм	1x170	1x200	1x200	1x200
Масса, кг	1,9	2,9	–	–
Объемный расход воздуха, $м^3/с$	0,076	0,166	0,131	0,166
Условный коэффициент теплопередачи, Вт/ $(м^2 \cdot °C)$	48	58	40	35

Таблица 49

Аэродинамические сопротивления конденсаторов STF фирмы "Контардо" (Италия)

Скорость воздуха перед фронтом, м/с	Сопротивление, Па	
	1 ряд по ходу воздуха	2 ряда по ходу воздуха
1	3	5
2	11	13
3	22	28
4	44	57

400 и 500 мм. Соединение секций по хладагенту параллельное, расположение труб коридорное.

Удельный расход воздуха в конденсаторах STT на единицу площади наружной поверхности составляет 0,2–0,046 $м^3$/с, при этом значения условных коэффициентов теплопередачи не ниже 30–40 Вт/($м^2$·°С). Удельная масса конденсаторов типа STF находится в пределах 2,8–3,5 кг/$м^2$, удельный расход воздуха – 0,1–0,14 ($м^3$/с)/$м^2$; при этом значения условных коэффициентов теплопередачи не ниже 33–57 Вт/($м^2$·°С).

Переход на плоскоовальное сечение (STF) и уменьшение шага ребер с 4,3 до 3,5 мм позволяет: либо при использовании одного и того же вентилятора и сохранении габаритных размеров увеличить тепловую нагрузку, либо при равной тепловой нагрузке уменьшить диаметр вентилятора и соответственно снизить уровень звуковой мощности на 3–4 дБ А, а также сократить габаритные размеры.

Сравнение конденсаторов двух типов по массогабаритным характеристикам приведено в табл. 48.

Аэродинамические сопротивления конденсаторов типа STF по воздуху даны в табл. 49. Переход на плоскоовальное сечение вместо круглого позволяет снизить аэродинамическое сопротивление по воздуху из-за уменьшения лобового сопротивления и интенсифицировать внутренний теплообмен, так как сила поверхностного натяжения заставляет жидкость собираться в капли по краям профиля канала, откуда она уносится потоком еще не сконденсированного пара. В конечном итоге это уменьшает толщину пленки конденсата на внутренней поверхности.

Гидравлическое сопротивление по хладагенту в таких конденсаторах не должно превышать 2,5–3 кПа. Для этого при последовательном соединении секций конденсатора STF по хладагенту тепловую нагрузку на единицу длины принимают не более 0,1 кВт/м, в конденсаторах STT – 0,14 кВт/м.

Внешнюю поверхность всех конденсаторов подвергают фосфатированию и окрашивают методом погружения с последующей сушкой в печи.

При установке конденсаторов в агрегат применяют пластмассовые диффузоры. В таких агрегатах площадью поверхности теплообмена конденсаторов 0,6–2,6 $м^2$ мощность, потребляемая электродвигателем вентилятора, составляет 35–46 Вт, уровень корректированной звуковой мощности – 50–60 дБА.

Беструбную конструкцию конденсатора с принудительным движением воздуха можно создать, используя листопрокатные панели, свернутые по спирали Архимеда. Алюминиевый конденсатор такого типа был испытан в составе агрегата ВН250 [40]. Площадь наружной поверхности такого конденсатора 1,62 $м^2$, масса 2 кг. Как показали испытания, при скорости воздуха в узком сечении $w\rho = 3$ кг/($м^2$·с) условный ко-

эффициент теплопередачи составил 35–40 Вт (м^2·°С). Такая конструкция позволяет менять сечение канала по хладагенту с увеличением скорости в зоне перегрева паров и переохлаждения жидкости.

Несмотря на указанные преимущества, внедрение таких конструкций связано со значительными технологическими трудностями – прокаткой панелей длиной до 10–15 м. Массогабаритные характеристики листопрокатного конденсатора соответствуют параметрам цельноалюминиевых конденсаторов из плоскоовальных труб с промежуточным оребрением.

3.5. КОНДЕНСАТОРЫ АГРЕГАТОВ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ХЛАДОСНАБЖЕНИЯ

В последние 10–15 лет широкое распространение получили централизованные системы хладоснабжения торгового холодильного оборудования, применяемые в магазинах самообслуживания типа "Универсам". В таких системах обычно используют бессальниковые или сальниковые компрессоры холодопроизводительностью около 5 кВт. В 60–70 годы в этих системах применяли водяные проточные конденсаторы. Позднее стали использовать оборотное охлаждение воды в открытых градирнях или поверхностных водоохладителях; в последнее время за рубежом [65] в связи с острым дефицитом воды наблюдается тенденция перехода к воздушным конденсаторам.

Опыт эксплуатации [1] показывает, что такие системы по сравнению с системами с водяным охлаждением конденсаторов характеризуются не только более низкой начальной стоимостью и меньшими эксплуатационными расходами, но и более просты в обслуживании. Все это способствовало тому, что в настоящее время появились крупные торговые холодильные установки с воздушными конденсаторами, создание которых еще 10 лет назад считалось нереальным. Широкому применению установок с воздушными конденсаторами способствовал также их экспорт в страны с ограниченными водными ресурсами.

Такие установки особенно удобны для магазинов общей площадью более 1000 м^2. При их холодопроизводительности 20–25 кВт необходим такой расход воды, который в условиях существующего водоснабжения городов приводит к значительным затруднениям.

Агрегаты с воздушными конденсаторами могут быть установлены в машинном отделении на общей с компрессорами раме (рис. 22, 23) либо на крыше здания (агрегат с выносным конденсатором показан на рис. 24).

Несмотря на значительные преимущества воздушных конденсаторов, их эксплуатация связана с решением ряда вопросов [1]:

поддержание стабильного режима работы холодильной машины при значительных колебаниях температуры окружающего воздуха, особенно в летнее время года;

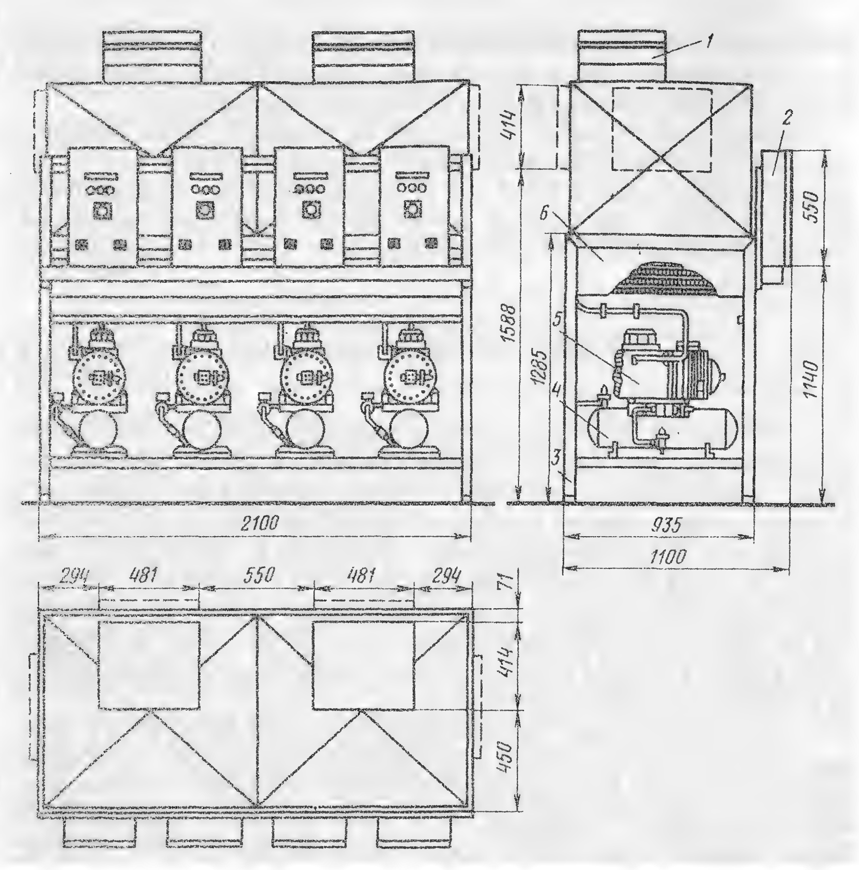


Рис. 22. Компоновка агрегатов фирмы "Костан" (Италия) :

1 – вентиляторный узел; *2* – щит электроприборов; *3* – рама; *4* – ресивер; *5* – бессальниковый компрессор; *6* – конденсатор

необходимость в использовании значительных площадей для размещения воздушных конденсаторов, имеющих большие габаритные размеры;

необходимость в создании специальной вытяжной вентиляции с воздуховодами внутри здания, что при размещении воздушного конденсатора в машинном отделении связано с дополнительными материальными и трудовыми затратами. Это и обусловливает в большинстве случаев применение выносных (крышных) конденсаторов, которые полностью исключают вышеуказанные затраты.

В южных районах для снижения давления конденсации иногда распыляют воду по поверхности воздушного конденсатора либо используют комбинированное (водяное и воздушное) охлаждение.

Рис. 23. Компоновка компрессорно-конденсаторных агрегатов фирмы "Детройт" (Италия):

1 – рама; *2* – фильтр; *3* – жидкостный запорный вентиль; *4* – ресивер; *5* – компрессор; *6* – вентилятор для охлаждения компрессора; *7* – всасывающий коллектор; *8* – вентиляторы конденсатора; *9* – всасывающий трубопровод от испарительной системы; *10* – конденсатор; *11* – жидкостная линия к испарительной системе; *12* – щит электроприборов; *13* – осушитель

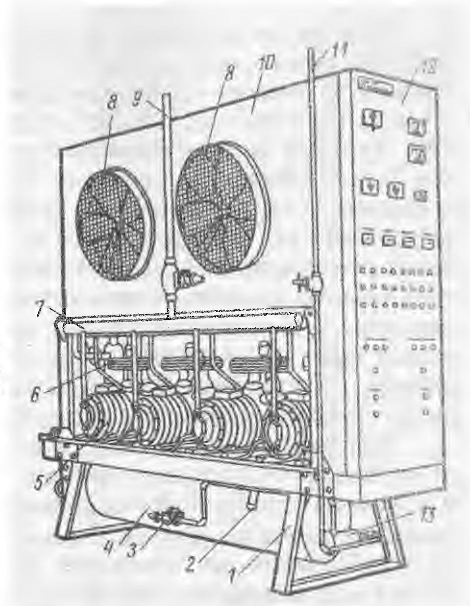


Рис. 24. Расположение агрегатов фирмы "Детройт" (Италия) с выносным конденсатором:

1 – машинное отделение; *2* – холодильные агрегаты; *3* – щит электроприборов; *4* – воздушный выносной конденсатор

Тем не менее выпуск выносных воздушных конденсаторов за рубежом увеличивается. Конденсаторы, обычно ребристо-трубные, выполнены из медных труб и алюминиевых ребер с шагом не менее 2–2,5 мм; площадь поверхности находится в пределах 15–900 м^2 [44, 47]. Удельная установленная мощность электродвигателей вентиляторов для конденсаторов площадью поверхности 15–900 м^2 составляет в среднем 2–8 Вт/м^2, поэтому электродвигатель вентилятора обычно располагают на выходе воздуха из конденсатора. Это обеспечивает более равномерный обдув всей поверхности конденсатора, и, кроме того, теплота, выделяемая электродвигателем, не влияет на процесс конденсации. В большинстве случаев применяют осевые вентиляторы, и только там, где воздушный конденсатор размещается в машинном отделении, устанавливают центробежные вентиляторы, однако это увеличивает стоимость установки и эксплуатационные расходы.

Конструкция таких конденсаторов существенно не отличается от аппаратов холодильных агрегатов производительностью до 1,5 кВт. В выносных конденсаторах применяют либо горизонтальное, либо вертикальное движение воздуха. В некоторых низкотемпературных агрегатах, работающих на хладагенте R502, холодопроизводительностью 2,9–4,4 кВт используют конденсатор выносного типа с наклонным расположением секций (рис. 25). Аналогичные конденсаторы выпускает фирма "Тайсей" (Япония) [44] для холодильных агрегатов холодопроизводительностью 0,75–22 кВт. В воздушных конденсаторах агрегатов централизованного хладоснабжения необходимо поддерживать давление конденсации в жестких пределах. Предпочтение отдают конденсаторам с вентиляторами с регулируемой частотой вращения, а не конденсаторам с несколькими вентиляторами. Отключение отдельных вентиляторов при уменьшении тепловой нагрузки приводит к ступенчатому снижению потребляемой мощности, недостаточно эффективному использованию всей поверхности теплообмена, на которую при уменьшенной нагрузке лишь частично попадает охлаждающий воздух, и незначительному снижению уровня шума. В конденсаторах с регулируемой частотой вращения вентилятора потребляемая мощность уменьшается, при этом обес-

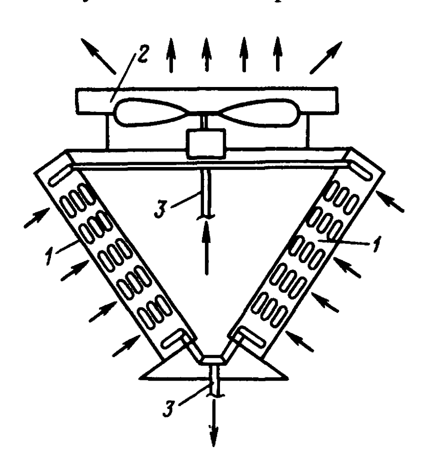


Рис. 25. Выносной конденсатор фирмы "Санио" (Япония) с наклонными секциями:

1 – секция конденсатора; *2* – вентиляторный узел; *3* – трубопроводы для хладагента

Т а б л и ц а 50

Сравнение конденсаторов с различными способами регулирования давления конденсации

Показатель	Типоразмер							
	А1		А2		А3		А4	
Конструкция вентилятора	Осевой						Центробежный	
Количество вентиляторов, шт.	2		2		3		1	
Электродвигатель	С переключением полюсов		Без переключения полюсов		С переключением полюсов			
Количество работающих вентиляторов	2	1	2	1	2	1	2	1
Частота вращения электродвигателя	Полная	Половинная	Полная	Половинная	Полная	Половинная	Полная	Половинная
Расход воздуха, $м^3/с$	13,3	6,7	13,3	6,7	12,2	6,1	11,1	5,05
Температура воздуха, °С	32	24	32	24	32	24	32	19
Потребляемая мощность, кВт	4	1	4	2	3	1	5	1
Уровень звуковой мощности на расстоянии 5 м, дБА	65	50	65	62	58	45	74	59
Площадь поверхности, $м^2$	454		454		687		525	
Масса, кг	500		500		800		1000	
Габаритные размеры, мм	3400x1200x1200		3400x1200x1200		5100x1200x1200		2200x1900x1800	
Относительная стоимость	1,06		1,0		1,61		1,72	

печивается значительное снижение шума. Указанные преимущества таких конденсаторов расширяют диапазон их применения, особенно на предприятиях, находящихся вблизи жилых зданий.

Накопленный опыт эксплуатации [65] показывает, что такой вид регулирования работы конденсатора является оптимальным при установке его на открытом воздухе.

Сравнение различных конденсаторов с тепловой нагрузкой 150 кВт при температуре конденсации 48°С, предназначенных для установок кондиционирования воздуха крупных магазинов, проведено в табл. 50.

Некоторые проблемы возникают при работе холодильных установок с выносными воздушными конденсаторами в зимнее время года, когда температура окружающего воздуха опускается ниже 0°С. Как известно, снижение температуры конденсации положительно отражается на энергетическом балансе холодильной машины. Однако нижний предел давления в конденсаторе ограничивается работоспособностью терморегулирующего вентиля (ТРВ), так как при малой разности давлений конденсации и кипения ТРВ не может обеспечить достаточного заполнения испарителя хладагентом. Это приводит к недопустимому понижению давления кипения.

Для поддержания температуры конденсации в зимнее время в диапазоне 35–40°С применяются следующие способы:

регулирование частоты вращения вентилятора;

дросселирование потока воздуха на входе в конденсатор;

изменение активной теплопередающей поверхности конденсатора путем его подтапливания. Более подробно они рассматриваются в гл. 6.

При установке выносных воздушных конденсаторов в магазинах типа "Универсам", расположенных поблизости от жилых массивов, на первое место выдвигаются требования к шумовым характеристикам.

Сравнительные данные по шумовым характеристикам выносных воздушных конденсаторов площадью поверхности 15–920 м² фирмы "Финкойл" (Финляндия) приведены в табл. 51. По направлению выхода воздуха уровень звуковой мощности повышается в среднем на 3 дБ А по сравнению с данными табл. 51.

При увеличении расстояния от конденсатора свыше 1 м уровень шума снижается:

Расстояние, м	5	10	20	30	40	50
Уменьшение шума, дБ А	14	20	26	30	32	34

Анализ данных табл. 51 показывает, что уменьшение частоты вращения вентилятора с 23,3 до 15 $с^{-1}$ (при неизменных площади поверхности, диаметре и числе вентиляторов) снижает уровень шума в среднем на 8 дБА, аналогично с 15 до 11,6 $с^{-1}$ – на 5 дБА и с 11,6 до 7,5 $с^{-1}$ – на 9 дБА. Однако это приводит к падению производительности конденсатора в среднем на 15–30%. Для снижения шума при неизменной производительности конденсатора можно перейти на следующую

Таблица 51

Шумовые характеристики выносных конденсаторов фирмы "Финкойл" (Финляндия)

Тип конденсатора	Площадь поверхности, м^2	Количество и диаметр вентиляторов, мм	Частота вращения вентилятора, с$^{-1}$	Корректированный уровень звуковой мощности, дБ А*
F01	14,9	1x305	23,3	59
F02	22,3	1x405	23,3	66
F03	29,6	1x405	23,3	70
F04	42,5	2x405	23,3	68
F05	59,0	2x405	23,3	72
F06	75,7	3x405	23,3	74
02M	22,3	1x405	15	58
03M	29,6	1x405	15	58
04M	42,5	2x405	15	61
05M	59,0	2x405	15	61
07M	75,7	3x405	15	63
FL1	85	2x508	23,3	65
FL2	118	2x610	15	66
FL3	151	2x610	15	69
FL4	225	3x610	15	71
FL5	302	2x914	11,6	71
FL6	455	2x914	11,6	73
FL7	610	3x914	11,6	72
FL8	730	4x914	11,6	76
FL9	920	4x914	11,6	76
1M	85	2x508	15	55
2M	118	2x610	11,6	64
3M	151	2x610	11,6	64
4M	225	3x610	11,6	65
5M	302	2x914	7,5	62
6M	455	2x914	7,5	62
7M	610	3x914	7,5	66
8M	730	4x914	7,5	67
9M	920	4x914	7,5	67

* На расстоянии 1 м от конденсатора.

в ряду поверхность конденсатора; при этом масса и занимаемый объем увеличиваются примерно на 20–40%.

Достаточно подробные сведения по градации конденсаторов зарубежных фирм приведены в [46].

Следует отметить, что проблема снижения уровня шума в агрегатах с воздушными конденсаторами, особо актуальная при встраивании агрегатов в торговое холодильное оборудование, отступает на второй план при использовании выносных конденсаторов.

4. ВЕНТИЛЯТОРЫ ВОЗДУШНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ

4.1. КОНСТРУКЦИЯ И ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

В малых холодильных машинах применяют в основном осевые вентиляторы, обеспечивающие большие расходы воздуха при малом напоре. Центробежные вентиляторы используют в отдельных моделях автономных бытовых кондиционеров, в холодильных агрегатах специального

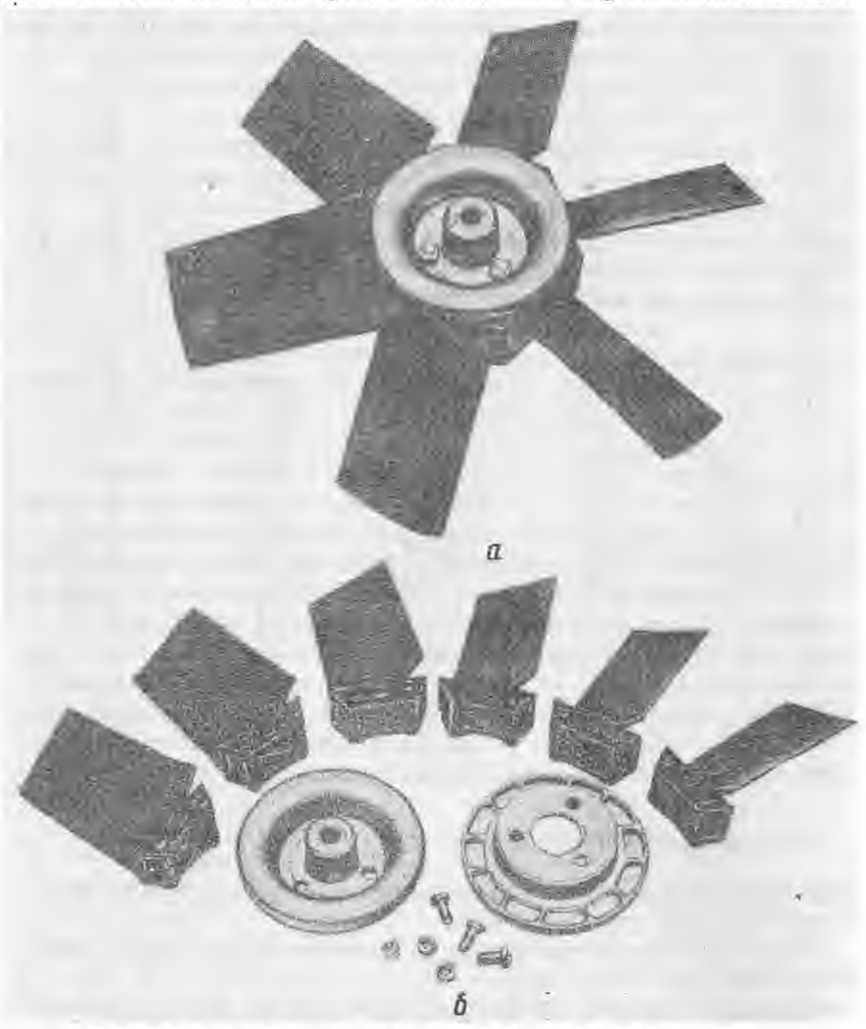
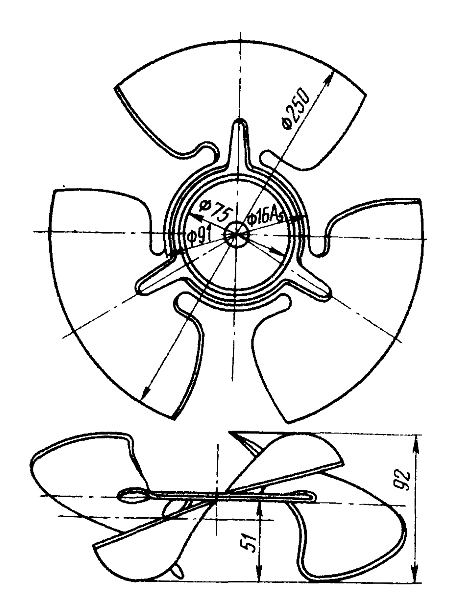


Рис. 26. Составной вентилятор фирмы "Мульти-Винг" (Англия):

а – общий вид; *б* – элементы конструкции

Рис. 27. Вентилятор К-95



назначения, а также в отдельных модификациях выносных конденсаторов.

В настоящее время в отечественных и зарубежных агрегатах холодопроизводительностью до 20 кВт применяют только широколопастные осевые вентиляторы с числом лопаток от 3 до 5. Материал колес вентиляторов – листовая сталь толщиной около 1 мм или дюралюминий толщиной до 2 мм [20]. Некоторые зарубежные фирмы, например "Тошиба" (Япония) и "Аспера-Фриго" (Италия), применяют пластмассовые вентиляторы, которые упрочняют стекловолокном или стеклопластиком. Металлические вентиляторы фирмы "Солар Фэнс" (Англия) [77], агрегат систем кондиционирования воздуха и выносных конденсаторов, цельноштампованные пятилопастные диаметром 101, 140, 142, 165, 178, 190, 200, 228 и 254 мм и четырехлопастные составные диаметром 254, 355, 381 и 406 мм. В выносных конденсаторах площадью поверхности более 100 м^2 используют вентиляторы диаметром 508, 558, 609 и 762 мм. Вентиляторы фирмы "Мульти-Винг" (Англия) для воздухоохладителей и конденсаторов (рис. 26) разборные, с металлической ступицей и пластмассовыми лопастями.

В отечественных холодильных агрегатах холодопроизводительностью 315 – 1250 Вт применяют осевые вентиляторы типа К-95 [7, 28, 60]. Вентиляторы (рис. 27) металлические диаметром 200, 250, 290 мм. Характеристики вентиляторов приведены в табл. 52, а основные размеры – в табл. 53 [21].

Данные табл. 52 относятся к плотности воздуха ρ = 1,2 кг/м^3; обычно при нагреве воздуха в конденсаторе на 5–8°С плотность его за конденсатором составляет ρ' = 1,11÷1,14 кг/м^3 и действительный статический напор вентилятора $H^{д}_{ст}$:

$$H^{д}_{ст} = H_{ст}\frac{\rho'}{\rho} = (0{,}925 \div 0{,}95)\, H_{ст}.$$

Обычно полный КПД вентилятора определяется [7] как

$$\eta = VH/N,$$

где V – производительность вентилятора, м^3/с; H – полное давление вентилятора, кПа; N – мощность, потребляемая на валу рабочего колеса вентилятора, кВт;

Таблица 52

Расход воздуха V (в м^3/с), статический $\eta_{ст}$ и полный η КПД вентилятора К-95

Статический напор $H_{ст}$*, Па	Диаметр, мм								
	200			250			290		
	V	η	$\eta_{ст}$	V	η	$\eta_{ст}$	V	η	$\eta_{ст}$
10	0,11	0,58	0,33	0,236	0,58	0,33	0,366	0,58	0,33
20	0,083	0,5	0,41	0,208	0,57	0,38	0,338	0,58	0,33
30	0,05	0,3	0,28	0,175	0,54	0,4	0,318	0,57	0,38
40	0,027	0,18	0,18	0,116	0,35	0,32	0,27	0,54	0,4
50	0,014	0,12	0,12	0,083	0,28	0,26	0,22	0,4	0,35
60	–	–	–	0,064	0,23	0,23	0,152	0,3	0,28
70	–	–	–	0,042	0,18	0,18	0,133	0,26	0,28
80	–	–	–	0,027	0,12	0,12	0,097	0,23	0,23
90	–	–	–	–	–	–	0,077	0,18	0,18
100	–	–	–	–	–	–	0,054	0,12	0,12

* При плотности воздуха $\rho = 1,2$ кг/м^3.

Таблица 53

Геометрические размеры и масса вентиляторов типа К-95 в зависимости от D

Показатель	Диаметр D, мм		
	200	250	290
Ширина по ходу воздуха, мм	73,6	90	106,5
Высота до осевой, мм	40,8	49	59
Диаметр цилиндрической части под втулку, мм	60	75	87
Масса, кг	0,2	0,22	0,25

соответственно статический КПД

$$\eta_{ст} = VH_{ст}/N,$$

где $H_{ст}$ – статическое давление вентилятора, кПа.

В отечественных агрегатах вентилятор устанавливают в специальный корпус – диффузор, что позволяет повысить его производительность примерно на 20%, а зарубежных агрегатах диффузор обычно не применяется. Зазор между колесом вентилятора и диффузором не должен превышать 2% диаметра вентилятора [20]. Обычно конденсатор устанавливают на всасывающей стороне вентилятора, что способствует более равномерному распределению воздуха по фронту конденсатора, кроме того, не повышается температура воздуха на входе в конденсатор от теплоты, выделяемой электродвигателем вентилятора.

В отечественных холодильных агрегатах средней и большой производительности для воздушных конденсаторов используются осевые вентиляторы типа К-109-19 [46] с углом установки лопаток 15, 20, 24, 30, 35°.

Более подробные сведения по конструкции осевых вентиляторов приведены в [8].

Конструкцию воздушного конденсатора практически определяют энергетические и шумовые характеристики. Для снижения мощности вентилятора обычно используют следующие способы:

снижение скоростей воздуха в узком сечении конденсатора (в целях уменьшения потерь давления, а следовательно, и статического напора вентилятора). Обычно в конденсаторах малых холодильных машин скорость воздуха в узком сечении находится в пределах 3–5 м/с;

увеличение шага труб и уменьшение числа секций по ходу воздуха;

увеличение до определенной величины диаметра вентилятора с целью снижения потерь скорости в верхних углах фронта теплообменника;

применение большего числа лопаток.

Что касается шумовых характеристик, то наиболее простым способом снижения шума является снижение окружной скорости лопатки.

В герметичных холодильных агрегатах холодопроизводительностью до 1250 Вт уровень шума агрегата обусловлен в основном диаметром рабочего колеса вентилятора [60].

Для отечественных осевых вентиляторов типа К-95 средний уровень звукового давления (в дБ) на расстоянии 1 м определяется по зависимости [60]

$$L_{A_1} = 80\lg D + 60\lg 60n - 85,$$

где D – диаметр вентилятора, м; n – частота вращения колеса, $с^{-1}$,

или по зависимости

$$L_{A_1} = 10\lg V + 25\lg \frac{H_{ст}}{10} - 101\lg G - 25\lg H + 16,$$

где V – производительность, $м^3/с$; $H_{ст}$ – статический напор, Па; G и H – безразмерные параметры.

Относительная производительность

$$G = V/uF_{внт},$$

где u – линейная скорость колеса вентилятора на наружном диаметре, м/с ($u = \pi Dn$); $F_{внт}$ – площадь, ометаемая вентилятором, $м^2$ ($F_{внт} = 0,785D^2$).

Относительный статический напор

$$H = H_{ст}/\rho u^2,$$

где ρ – плотность воздуха, $кг/м^3$.

При оценке корректированного уровня звуковой мощности (в дБА) к вычисленным значениям добавляется примерно 17 дБА.

В зарубежной практике для оценки шумовых характеристик осевых вентиляторов – уровня звуковой мощности (в дБА) на расстоянии 0,914 м используют зависимость [68]

$$L_{A_1} = 63 + 30\lg \frac{u}{0,005} + 10\lg \frac{N}{745,7} + 20\lg D/3,28,$$

где N – мощность вентилятора, Вт.

По данным [68], можно также ориентировочно оценить необходимую мощность вентилятора для получения определенного коэффициента теплопередачи конденсатора.

Удельная мощность (отнесенная к площади наружной поверхности), $Вт/м^2$	4	6	8	10	12	14	16
Коэффициент теплопередачи, $Вт/(м^2 \cdot °C)$	40	45	48	50	60	70	80

Шум вентилятора при неизменной частоте вращения снижается с уменьшением его диаметра. При установке вентиляторного узла (вентилятор в диффузоре и электродвигатель) в агрегат шум увеличивается в среднем на 2–4 дБ А. Шумовые характеристики вентиляторов малых холодильных машин приведены в табл. 54.

Таблица 54

Допустимые шумовые характеристики агрегатов холодопроизводительностью до 9,2 кВт

Холодопроизводительность герметичных агрегатов, кВт	Допустимый уровень звука на расстоянии 1 м, дБ А, не более				Максимальный диаметр вентилятора*, мм
	агрегата	компрессора	вентилятора	электродвигателя вентилятора	
Среднетемпературные агрегаты					
0,25–0,4	55	44	54	40	252
0,5–0,8	60	53	59	45	292
1–1,25	65	57	64	50	336
1,5–3	75	63	74	65 50x2**	449 413x2**
Низкотемпературные агрегаты					
0,25–0,4	60	53	59	45	292
0,5–0,63	65	57	64	50	336
0,8–1,0	65	63	59	45	292
0,8–1,5	75	63	74	65 50x2**	449 413x2**
5,0–9,2	75	63	74	65 50x2**	449 413x2**

* При частоте вращения 23 $с^{-1}$.
** При установке двух вентиляторов.

Чтобы шумовые характеристики агрегата соответствовали указанным в табл. 43, уровень звука электродвигателя должен быть ниже на 10–15 дБ А [60], чем аэродинамический шум колеса вентилятора.

Авторами были проведены работы по повышению эффективности осевых вентиляторов малых холодильных машин [41]. Как известно, повысить эффективность вентилятора можно установкой втулки, которая способствует улучшению виброакустических характеристик вентилятора и созданию более равномерного поля скоростей воздушного потока перед фронтом конденсатора, а также целесообразным профилированием его лопастей. Разработанный вентилятор* диагонального типа (рис. 28) спроектирован по принципу, обеспечивающему минимальные потери с выходной скоростью. В нем применена коническая втулка с лопастями, имеющими выходные углы в корневом сечении 35–50°, соотношение выходных углов в периферийном и корневом сечениях 0,4–0,6. Толщина лопастей в корневом сечении 3 мм и на конце 2 мм.

* Работа выполнена при научном руководстве д-ра техн. наук, проф. А. Н. Шерстюка и участии инж. В. А. Роговой.

Опытный образец этого вентилятора диаметром 250 мм был изготовлен из винипласта с приваркой лопастей. Сравнительные аэродинамические испытания серийного и опытного вентиляторов были проведены на специальном стенде по методике, описанной в ГОСТ 10921–74. Результаты испытаний представлены на рис. 29.

Режим работы вентилятора определяется точкой пересечения его характеристики с характеристикой аппарата. Поэтому точки *A* и *B* (см. рис. 29) соответствуют расходу воздуха в данных условиях. Из графика следует, что, используя предлагаемый вентилятор (точка *B*), можно увеличить расход *V* воздуха примерно на 22% (с 0,172 до

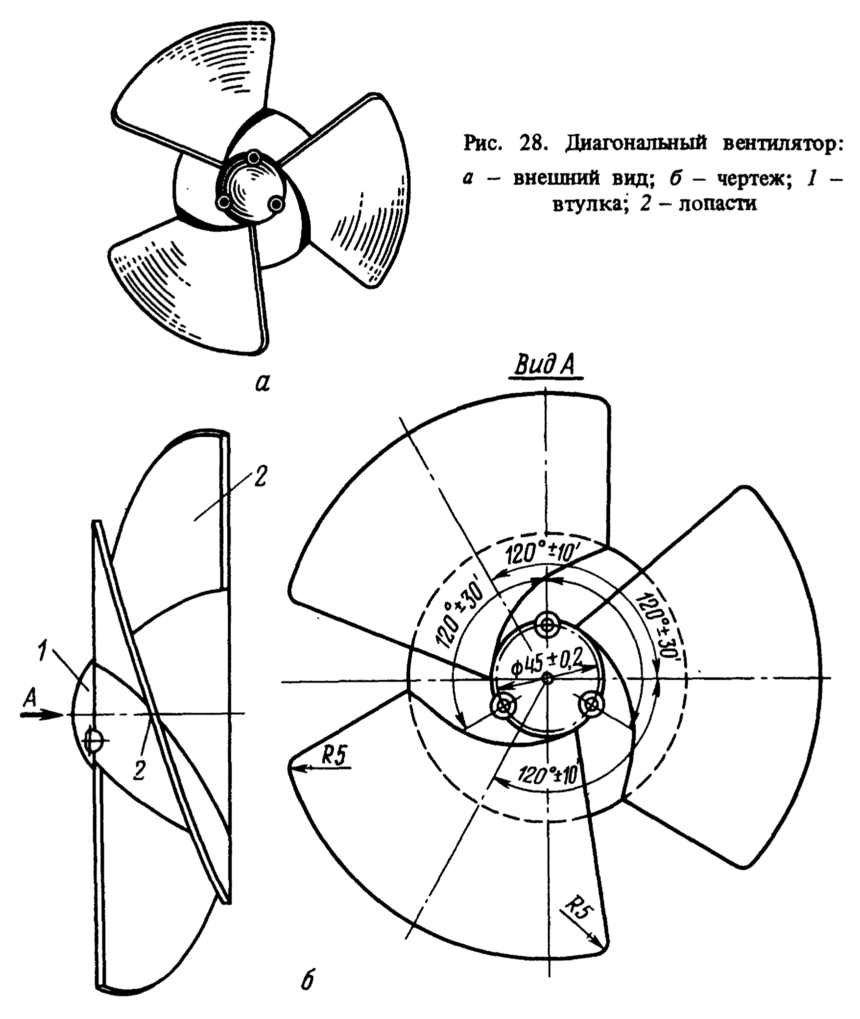


Рис. 28. Диагональный вентилятор: *а* – внешний вид; *б* – чертеж; *1* – втулка; *2* – лопасти

Таблица 55

Результаты теплотехнических испытаний

Температура, °C		Агрегат с серийным вентилятором				Агрегат с разработанным вентилятором			
кипения t_0	окружающего воздуха $t_в$	Холодопроизводительность, Вт	Мощность, Вт	Удельная холодопроизводительность ϵ	Разность температур $(t_к - t_в)$, °C	Холодопроизводительность, Вт	Мощность, Вт	Удельная холодопроизводительность ϵ	Разность температур $(t_к - t_в)$, °C
–10	30	602	535	1,13	7,1	614	529	1,16	6,8
+10	30	1216	655	1,86	14,9	1236	655	1,89	14,6
–10	+45	430	610	0,7	5,2	443	599	0,74	4,8
+10	45	880	779	1,13	12,0	913	775	1,18	11,3

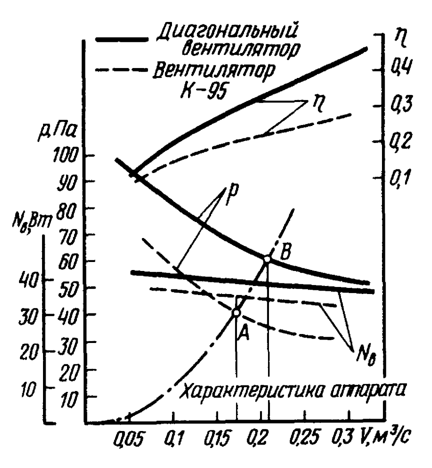


Рис. 29. Сравнительные характеристики вентиляторов К-95 (пунктир) и диагонального (сплошная линия):

η – КПД вентилятора; p – напор, создаваемый вентилятором; $N_в$ – мощность, потребляемая вентилятором

0,21 м^3/с). При этом потребляемая мощность N возрастает на 10% (с 34,3 до 38 Вт). Заметное увеличение расхода воздуха улучшает условия работы конденсатора и, следовательно, способствует повышению удельной холодопроизводительности агрегата. Это подтверждается сравнительными теплотехническими испытаниями холодильного агрегата ВВр1250 1(2) с серийным и новым вентиляторами. Результаты испытаний агрегатов при различных значениях температур кипения t_0 и воздуха $t_в$ приведены в табл. 55.

Благодаря применению нового вентилятора холодопроизводительность Q_0 агрегата повысилась в среднем на 2,5%, а удельная холодопроизводительность ϵ – на 3%. В ходе испытаний были измерены скорости воздуха перед фронтом конденсатора. После замены серийного вентилятора на новый скорость воздуха перед фронтом конденсатора увеличилась на 36%. При этом разность температур конденсации и воздуха уменьшилась примерно на 1°С. Кроме того, удельная холодопроизводительность выросла не только в результате увеличения теплосъема с конденсатора, но также и вследствие более интенсивного обдува кожуха компрессора; при этом снизилась мощность, потребляемая агрегатом. Указанный вентилятор может быть рекомендован как базовая модель для разработки градации вентиляторов с диаметрами 200–400 мм.

4.2. НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ВЫБОРА ВЕНТИЛЯТОРОВ МАЛЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Кроме шумовых характеристик, рассмотренных выше, при выборе вентилятора необходимо учитывать следующие факторы [68]:

1) необходимое количество воздуха, которое вентилятор должен подать;

2) аэродинамическое сопротивление конденсатора;

3) если вентилятор работает на "просос", температуру воздуха на входе в него, зависящую от конструкции конденсатора;

4) месторасположение вентилятора – высоту над уровнем моря, от которой зависит плотность воздуха;

5) диаметр вентилятора;

6) частоту вращения вентилятора.

Четвертый фактор не зависит от конструкции вентилятора, первый, второй, третий и пятый зависят от конструкции конденсатора, и шестой – исключительно от конструкции вентилятора.

Относительное изменение плотности воздуха от высоты над уровнем моря можно оценить по данным, приведенным ниже (исходное значение плотности воздуха при 20°С 1,2 кг/м^3).

Таблица 56

Изменение плотности воздуха

Высота над уровнем моря, м	Поправочный коэффициент	Высота над уровнем моря, м	Поправочный коэффициент
0	1	1500	0,903
160	0,989	1330	0,913
330	0,977	1500	0,903
500	0,966	1660	0,893
660	0,955	2000	0,873
830	0,945	2160	0,863
1000	0,934	2310	0,854
1160	0,924	2500	0,845
1330	0,913		

Диаметр вентилятора должен быть таким, чтобы вся наружная поверхность конденсатора обдувалась подаваемым воздухом, при этом максимальный угол отклонения между вентилятором и поверхностью (рис. 30) должен быть не более 45° [68].

Выбирая вентилятор, необходимо помнить, что расход воздуха пропорционален частоте вращения, статический напор – частоте вращения в квадрате и мощность, потребляемая электродвигателем, – в кубе. Мощность, потребляемая электродвигателем вентилятора, прямо пропорциональна плотности воздуха и изменяется примерно в 3-й степени в зависимости от скорости воздуха в узком сечении конденсатора.

Отметим также, что на эффективность работы конденсатора с принудительным движением воздуха влияет не только производительность вентилятора, но и распределение воздушного потока по фронту [8, 9].

Как отмечалось ранее, для получения равномерного поля скоростей по фронту конденсатор устанавливают на всасывающей стороне вентилятора, однако и в этом случае достичь полной однородности потока воздуха практически не представляется возможным.

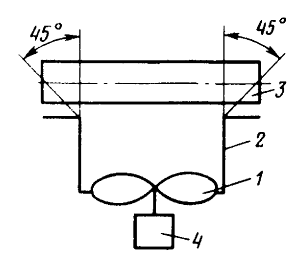


Рис. 30. Расположение вентилятора:

1 – вентилятор; *2* – диффузор; *3* – конденсатор; *4* – электродвигатель

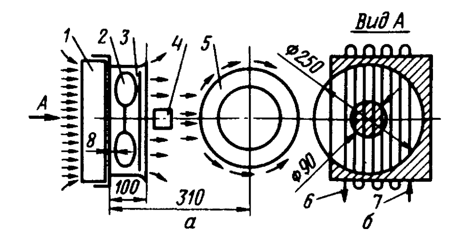


Рис. 31. Схема холодильного агрегата ВСр400 1 (вид сверху):

а – схема движения воздуха в агрегате; *б* – фронтальная поверхность конденсатора; *1* – конденсатор; *2* – вентилятор; *3* – корпус вентилятора; *4* – электродвигатель вентилятора; *5* – герметичный компрессор; *6* – выход хладагента; *7* – вход хладагента

В холодильных агрегатах этому мешает ряд факторов:

низкая степень ометаемости ψ (отношение площади, ометаемой вентилятором*, к площади фронтальной поверхности конденсатора), которая в отечественных агрегатах составляет примерно 0,5–0,7;

малое расстояние между торцевой поверхностью ребер и колесом вентилятора, равное 6–10 мм;

наличие у вентилятора типа К-95 цилиндрической втулки без обтекателя, диаметр втулки составляет 0,3–0,4 диаметра колеса вентилятора [60].

Вследствие влияния вышеперечисленных факторов действительный коэффициент теплопередачи конденсатора оказывается ниже расчетного (для случая равномерного поля скоростей).

Авторами проведены исследования с целью оценить влияние степени ометаемости и расположения колеса вентилятора в корпусе на неравномерность поля скоростей в конденсаторе (и, следовательно, на теплоэнергетические характеристики холодильного агрегата), определить поля скоростей в агрегате и температур кожуха компрессора. Испытания проводили на холодильном агрегате ВСр400 1 рижского завода "Компрессор". Диаметр колеса вентилятора 250 мм. Конденсатор (рис. 31) двухсекционный с площадью наружной поверхности $F_{кд}$ = 1,72 м^2; хладагент R12.

Агрегат испытывали на калориметрическом стенде в соответствии с ГОСТ 22502–77 на режимах, указанных в табл. 57.

---

* Площадь, ометаемая вентилятором, равна проекции колеса вентилятора на фронтальную поверхность конденсатора.

Таблица 57

Режимы испытаний агрегата ВСр400 1

Температура кипения t_0, °C	Температура окружающего воздуха $t_в$, °C	Температура на всасывании в компрессор $t_{агр}$, °C
–15	20	20
–25, –15, –10	45	20
–15	32	32

В процессе испытаний в дополнение к требованиям ГОСТ 22502–77 измеряли температуру воздуха перед конденсатором и за ним. Для определения тепловой напряженности компрессора на его кожухе были укреплены десять медьконстантановых термопар. Температуру обмотки встроенного электродвигателя определяли методом сопротивлений.

Скорость воздуха на входе в конденсатор, на выходе из корпуса вентилятора и у кожуха компрессора измеряли термоанемометром ТА-4-ЛИОТ. Температуру конденсации определяли по давлению конденсации (после ресивера) манометрами кл. 0,25, а температуру окружающего воздуха – лабораторными термометрами с ценой деления 0,1°С. Расход хладагента определяли с помощью калориметра и ротаметра, предварительно протарированного на калориметрическом стенде. Расхождение данных не превышало 2–6%.

Для оценки влияния степени ометаемости фронта конденсатора на его теплоотдачу фронтальную поверхность конденсатора со стороны входа и выхода воздуха закрывали плотным картоном (заштрихованная область на рис. 31, *б*): сначала угловую зону (фронтальная поверхность уменьшилась на 26%), затем зону в центре конденсатора против втулки вентилятора (фронтальная поверхность уменьшилась еще на 10%). Измерения показали, что расход воздуха через конденсатор при указанных вариантах снизился соответственно на 30 и 40%, а скорость воздуха в живом сечении конденсатора – на 6 и 8%. Можно считать, что такое изменение скорости практически не влияет на величину коэффициента теплопередачи [60].

Установлено также, что при работе агрегата на номинальном режиме температура конденсации повысилась на 1,5–2°С, холодильный коэффициент снизился на 3–4%.

В то же время расчеты показывают, что при выключении из работы более одной трети поверхности конденсатора (при практически неизменных скоростях воздуха в узком сечении и тепловой нагрузке) температура конденсации должна повыситься на 3–4°С, а холодильный коэффициент – снизиться на 6–7%, следовательно, неометаемая часть конденсатора работает, но менее эффективно, чем ометаемая. При исключении из работы 40% поверхности, работавшей при скоростях,

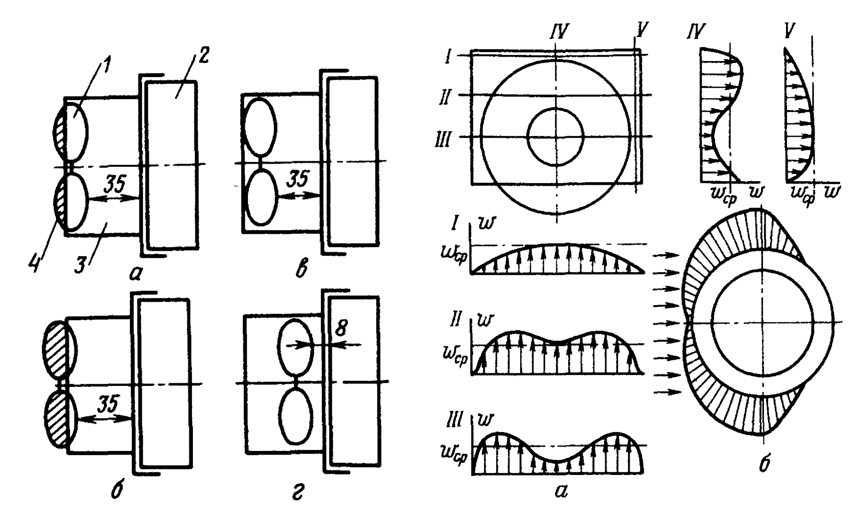


Рис. 32. Варианты компоновки вентиляторного узла (*а, б, в, г*):

1 – вентилятор; *2* – конденсатор; *3* – корпус вентилятора; *4* – часть колеса вентилятора, выдвинутая в свободный объем

Рис. 33. Распределение скоростей воздуха в конденсаторе:

а – поле скоростей воздуха по фронту конденсатора в сечениях *I–V*; *б* – эпюра скоростей воздуха при обтекании кожуха компрессора (вид сверху)

меньших средних по фронту, получено равномерное поле скоростей. В этом случае коэффициент теплопередачи, отнесенный к работающей поверхности, повышается на 12–18%. С увеличением тепловой нагрузки на конденсатор влияние неравномерности проявляется в большей степени.

Для выявления влияния расположения вентилятора в корпусе на неравномерность поля скоростей воздуха была проведена серия опытов с различными вариантами компоновки вентиляторного узла (рис. 32).

Для количественной оценки неравномерности поля скоростей перед фронтом конденсатора применена методика, описанная в [8], по которой коэффициент поля

$$\varphi = w_{ср}/w_{max},$$

где $w_{ср}$, w_{max} – соответственно средняя и максимальная скорости воздуха перед входом в конденсатор, м/с.

Показатель неравномерности распределения скорости по фронту

$$A = (1/n) \sum_{i=1}^{n} \delta_i^2 ,$$

где n – число точек замера локальной скорости (в наших опытах $n = 54$); δ_i – относительное локальное изменение скорости, $\delta_i = (w_i - w_{ср})/w_{ср}$; w_i – локальная скорость воздуха в i-й точке, м/с.

При равномерном распределении скоростей величины δ_i и, следовательно, A равны нулю.

Тепловая нагрузка на конденсатор (в кВт)

$$Q_{\text{кд}} = G_{\text{а}}(i_{\text{кд}_1} - i_{\text{кд}_2}),$$

где $G_{\text{а}}$ – расход хладагента, кг/с; $i_{\text{кд}_1}$, $i_{\text{кд}_2}$ – энтальпии хладагента на входе в конденсатор и выходе из него, кДж/кг.

На рис. 33 показаны характерные эпюры скоростей воздуха на входе в конденсатор при заводской компоновке вентиляторного узла, для которого коэффициент поля $\varphi = 0{,}83$, а показатель неравномерности поля скоростей $A = 0{,}462$.

Результаты испытаний агрегата с различной компоновкой вентиляторного узла приведены в табл. 58.

Таблица 58

Результаты испытаний агрегата ВСр400 1

Показатель	Вариант компоновки вентиляторного узла (см. рис. 32)			
	а	*б*	*в*	*г*
Неравномерность распределения скорости по фронту A	0,122	0,69	0,36	0,46
Коэффициент поля φ	0,9	0,75	0,86	0,83
Увеличение холодильного коэффициента, %	3–4	– (3÷4)	2	0
Увеличение расхода воздуха, %	8–10	–15	0	0

Наилучшие характеристики агрегата (рис. 34) были получены при использовании варианта *а* (см. рис. 32) с расстоянием между фронтом конденсатора и колесом вентилятора 35 мм и выдвижением колеса вентилятора примерно на 1/3 из корпуса в свободный объем.

В этой же серии опытов было исследовано влияние условий охлаждения кожуха компрессора воздухом за вентилятором. Теплоотдачу от кожуха компрессора в окружающую среду определяли по зависимостям, приведенным в работе [60].

Коэффициент теплопередачи конденсатора рассчитывали по общеизвестным зависимостям. Опыты проводили при режимах, указанных в табл. 56, неизменном расстоянии между фронтом конденсатора и компрессором 310 мм и постоянном радиальном зазоре между колесом вентилятора и корпусом 3 мм.

Допуская, что при изменении расхода воздуха на 8–15% температура конденсации меняется на 0,4–0,7 °С (соответственно холодильный коэффициент – на 0,8–1,4%), можно оценить влияние неравномерности скорости воздуха при различных компоновках вентиляторного узла. По аналогии с работой [8] принимаем

$$\frac{\epsilon_{\text{н}}}{\epsilon_{\text{р}}} = 1 - \Phi_1 \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} \delta_i^2 = 1 - \Phi_1 A$$

и соответственно

$$\frac{k_{\text{н}}}{k_{\text{р}}} = 1 - \Phi_2 \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} \delta_i^2 = 1 - \Phi_2 A,$$

где $\epsilon_{\text{р}}$, $k_{\text{р}}$ – холодильный коэффициент и коэффициент теплопередачи при равномерном распределении воздуха ($\delta_i = 0$); $\epsilon_{\text{н}}$, $k_{\text{н}}$ – то же, при неравномерном распределении воздуха; Φ_1, Φ_2 – коэффициенты, зависящие от теплопередающих свойств конденсатора и режима работы агрегата. Для испытанного агрегата можно принять $\Phi_1 = 0{,}06 \div 0{,}1$ и $\Phi_2 = 0{,}36 \div 0{,}41$ (меньшие значения относятся к низким температурам кипения).

Указанные зависимости представлены на рис. 33 (номинальный режим работы).

Герметичный компрессор агрегата ВСр400 1 выполнен с обжимающим электродвигатель кожухом. Интенсивный обдув такого компрессора позволяет существенно снизить температуру обмотки встроенного электродвигателя вследствие повышения теплоотдачи $Q_{\text{кж}}$ от кожуха в окружающую среду. В наших опытах $Q_{\text{кж}}/Q_{\text{кд}} = 0{,}4 \div 0{,}8$, по данным [60], для компрессора ФГ 500 (ФГ 0,45 ~ 3) $Q_{\text{кж}}/Q_{\text{кд}} = 0{,}2 \div 0{,}6$ (отношение уменьшается при повышении температуры кипения t_0). В результате испытаний установлено, что изменение компоновки вентиляторного узла практически не повлияло на теплоотдачу от кожуха компрессора.

По показаниям укрепленных на кожухе компрессора термопар установлено, что на всех режимах работы серийного агрегата температура

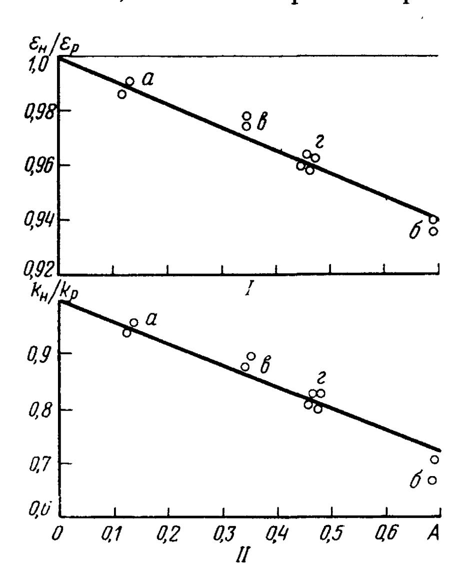


Рис. 34. Влияние неравномерности поля скоростей воздуха по фронту конденсатора на теплоэнергетические характеристики агрегата (номинальный режим работы):

I – относительное изменение холодильного коэффициента агрегата ($\Phi_1 = 0{,}08$); *II* – относительное изменение коэффициента теплопередачи ($\Phi_2 = 0{,}39$). Обозначения *а, б, в, г* соответствуют вариантам компоновки вентиляторного узла по рис. 32

нижней части компрессора на 8–12°С выше, чем верхней. Кроме того, воздух, подаваемый вентилятором, обдувает компрессор по периметру приблизительно на 40% (распределение скоростей обдува показано на рис. 33, *б*). При этом нижняя часть компрессора, имеющая наибольшую температуру, не обдувается.

Таким образом, выявлена возможность повышения эффективности работы холодильного агрегата благодаря более рациональной компоновке вентиляторного узла. Кроме того, при разработке новых холодильных агрегатов следует уделять особое внимание формированию воздушного потока за вентилятором в целях интенсификации охлаждения компрессора.

Мощность, потребляемая вентилятором, практически не зависит от режима работы компрессора (изменение плотности воздуха в диапазоне температур 5–45°С и тепловой нагрузки на конденсатор незначительно). Поэтому выбор электродвигателя вентилятора основывается на совмещении аэродинамических характеристик вентилятора и конденсатора.

Расчетные значения мощности вентиляторов типа К-95 для градации конденсаторов площадью поверхности 1–14 м^2 приведены в табл. 59. По этим значениям подбирается близкий по потребляемой мощности электродвигатель с учетом его электрического КПД $\eta_э$.

Таблица 59

Мощность, потребляемая вентиляторами типа К-95

Площадь поверхности конденсатора, м^2	Число секций	Диаметр вентилятора, мм	Мощность, потребляемая вентилятором, Вт	КПД вентилятора η
1–1,5	1–2	200	4–6	0,5–0,54
1,5–4	2–4	250	13–14	0,48–0,53
3,3–5,6	3–4	290	28–30	0,4–0,45
6–7	3–5	320	40–50	0,4–0,48
7–14	3–6	400	146–150	0,41–0,48

Таблица 60

Трехфазные электродвигатели АВ

Параметр	АВ-041-4М	АВ-042-4М	АВ-041-2М	АВ-042-2М
Напряжение, В	220/380	220/380	220/380	220/380
Номинальная мощность, Вт	16	25	25	40
Частота вращения, с$^{-1}$	23	23	48	48
КПД, %	48	55	63	64
Перегрузочная способность	2,6	2,3	2,5	2,2

В отечественных холодильных агрегатах холодопроизводительностью до 1250 Вт для привода вентилятора используются электродвигатели типов АВ и АВЕ мощностью 16 и 25 Вт трехфазного и однофазного исполнения [20, 21, 60] на подшипниках качения. Характеристики таких электродвигателей приведены в табл. 60 и 61.

Таблица 61

Однофазные электродвигатели

Параметр	АВЕ-041-4М	АВЕ-042-4М	АВК-041-2М	АВЕ-042-2М
Напряжение, В	220	220	220	220
Мощность, Вт	16	25	25	40
Частота вращения, $с^{-1}$	23	23	48	48
КПД, %	46	50	58	60
Перегрузочная способность	1,5	1,3	1,5	1,3

Таблица 62

Трехфазные электродвигатели АДВ

Параметр	АДВ-051-4	АДВ-052-4	АДВ-061-4	АДВ-062-4
Напряжение, В	220/380	220/380	220/380	220/380
Номинальная мощность, Вт	6	10	16	25
КПД, %	38	38	50	50
Частота вращения, $с^{-1}$	24,1	24,0	24,1	24,5
Отношение начального пускового момента к номинальному	2,8	2,3	2,6	2,3
Средний уровень звука, дБ А	35	35	38	38
Масса, кг	1,2	1,4	1,7	2,0

Таблица 63

Однофазные электродвигатели АДВ

Параметр	АДВ-051-4	АДВ-052-4	АДВ-061-4	АДВ-062-4
Напряжение, В	220	220	220	220
Номинальная мощность, Вт	6	10	16	25
КПД, %	30	36	43	45
Частота вращения, $с^{-1}$	24,1	24,0	24,1	24,3
Отношение начального пускового момента к номинальному	0,55	0,55	0,55	0,4
Средний уровень звука, дБ А	35	35	40	40

Допускается работа указанных электродвигателей с превышением номинальной мощности в среднем в 1,5–2 раза.

Характеристики электродвигателей типа АДВ на подшипниках скольжения (электродвигатели асинхронные с внешним ротором) приведены в табл. 62 и 63.

В зарубежных холодильных агрегатах используется примерно такая же градация электродвигателей. Так, фирма "Санио" (Япония) для агрегатов холодопроизводительностью 0,45–1,5 кВт применяет вентиляторы диаметром 230, 258, 310 и 350 мм и электродвигатели к ним мощностью 10 и 30 Вт. Фирма "Линде" (ФРГ) для вентиляторов диаметром 250, 350, 400 мм использует электродвигатели потребляемой мощностью 44, 66 и 115 Вт, а для диаметров 200, 254, 295 мм – соответственно мощностью 24, 28, 79 Вт. Фирма "Фригопол" (Австрия) в аналогичных по производительности агрегатах использует вентиляторы диаметром 230, 285 мм с номинальной мощностью электродвигателей 8 и 20 Вт, фирма ДКК (ГДР) – вентиляторы диаметром 215 мм с электродвигателем номинальной мощностью 5 Вт, фирма "Аспера-Фриго" (Италия) – вентиляторы с номинальной мощностью двигателей 7, 10, 11 и 25 Вт.

В более крупных конденсаторах площадью поверхности 17–300 м^2 [46] используются вентиляторы диаметром 0,45, 0,61 и 1,22 м с номинальной мощностью электродвигателей 0,18 – 3 кВт и соответственно частотой вращения 23–12 с$^{-1}$.

Наиболее сложной и трудно решаемой задачей при выборе вентилятора является проблема снижения шума при сохранении высоких теплоэнергетических показателей конденсатора и агрегата. Известные из патентной литературы способы уменьшения шума вентиляторов: выполнение отверстий в диффузоре для подсоса воздуха за счет разрежения, перфорация лопаток и изготовление их из пористого материала, крепление вентилятора на валу электродвигателя через специальные эластичные прокладки и др., – не получили широкого распространения в зарубежной и отечественной практике, по-видимому, из-за неоправданного усложнения конструкции.

Уменьшение диаметра вентилятора и частоты его вращения приводит к снижению шума на 3–5 дБ А, но увеличивает массу и занимаемый конденсатором объем примерно на 20–40%.

В связи с этим актуальным является качественное совершенствование поверхностей теплообмена конденсаторов, позволяющее путем использования высокоэффективных поверхностей снизить скорость в узком сечении конденсатора и необходимый расход воздуха.

Очевидно данная задача, связанная со снижением шума при обеспечении заданной теплопередающей способности аппарата, может быть технически грамотно решена на основе технико-экономического анализа.

5. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ СОПОСТАВЛЕНИЕ И РАСЧЕТ ВОЗДУШНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ

5.1. МЕТОДЫ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА

Критерием для сравнения эффективности теплообменных аппаратов холодильных машин, в том числе и воздушных конденсаторов, при работе их в составе холодильного агрегата принято считать приведенные годовые затраты *П* на производство холода [25].

$$П = E_н K + C,$$

здесь

$$C = A_{ам} + P_{т.р} + \Sigma Э,$$

где *П* – приведенные годовые затраты; $E_н$ – нормативный коэффициент эффективности; *К* – капитальные затраты; *С* – эксплуатационные расходы; $A_{ам}$ – амортизационные расходы; $P_{т.р}$ – расходы на текущий ремонт; *Э* – расходы на электроэнергию для привода вентилятора и компрессора;

$$\Sigma Э = Э_к + Э_в.$$

Сравнение и на его основе выявление предпочтительных и перспективных конструкций воздушных конденсаторов малых холодильных машин являются довольно сложной задачей, так как при этом необходимо учитывать большое число показателей, характеризующих конденсатор как теплообменное устройство в составе холодильного агрегата. Весьма существенными являются конструктивное и технологическое исполнение наружной поверхности, от которых в основном зависят остальные показатели [56].

Увеличение площади теплопередающей поверхности конденсатора приводит к снижению эксплуатационных расходов вследствие уменьшения расходов на электроэнергию для привода компрессора $Э_к$, но вместе с этим вызывает дополнительные капитальные затраты *К*.

Повышение скорости воздуха, обдувающего теплопередающую поверхность конденсатора, увеличивает теплоотдачу и приводит к уменьшению $Э_к$, но вызывает дополнительный расход электроэнергии на привод вентилятора $Э_в$.

Теплопередача конденсатора в основном зависит от теплоотдачи со стороны воздуха, так как на этой стороне сосредоточено наибольшее тепловое сопротивление. Для герметичных агрегатов холодопроизводительностью до 1,25 кВт определены [25, 26, 28] оптимальные значения скоростей воздуха, обдувающего конденсатор. Экономия электроэнергии на привод компрессора при оптимальных значениях скорости воздуха перекрывает увеличение стоимости холода из-за развития поверхности конденсатора, вызванное ростом амортизационных отчис-

лений, пропорциональных стоимости агрегата. Значения скоростей воздуха в узком сечении конденсатора 2,5–6 м/с позволяют также поддерживать в нормальных пределах и шумовые характеристики; при этом разность температур конденсации и окружающего воздуха $\Delta t \leqslant 10^\circ$C. Для более крупных конденсаторов с площадью поверхности 10–100 м^2 оптимальные скорости воздуха несколько выше (4,5–7,5 м/с), при этом $\Delta t = 15^\circ$C [46].

Как было отмечено, методика сравнения теплообменных аппаратов холодильных машин базируется на определении приведенных годовых затрат на производство холода. Однако это возможно лишь для аппаратов, выпускаемых серийно, в результате длительной эксплуатации которых накоплены опытные данные.

При разработке новых конструкций, а также при оценке возможности применения в конденсаторах малых холодильных машин различных устройств, повышающих эффективность теплообмена и нашедших широкое применение в других областях (в криогенной и авиационной технике, на автотранспорте и др.), необходимо провести сравнительный анализ на более ранней стадии, когда получены лишь первичные данные по теплообмену и гидравлическому сопротивлению и известны геометрические характеристики поверхности [33].

В отечественной и зарубежной литературе предлагаются многочисленные методы и критерии оценки конвективных поверхностей двухпоточных теплообменников. Все они базируются на теоретическом расчете по среднелогарифмической разности температур (в отечественной практике) или по так называемому числу единиц переноса теплоты (в зарубежной практике). При сравнении предпочтение отдается поверхностям, у которых (при прочих равных условиях) происходит равный или опережающий рост теплоотдачи по сравнению с ростом гидравлического сопротивления [14, 19, 25, 30].

Рассматривая конденсатор как элемент холодильной машины, можно использовать для оценки его эффективности метод, предложенный А. А. Гоголиным [25], проводя сопоставление аппаратов по отношению суммы мощностей вентилятора $N_{\text{вент}}$ и компрессора $N_{\text{км}}$ к тепловой нагрузке на аппарат $Q_{\text{кд}}$.

Чтобы этот критерий повышался с ростом экономичности аппарата, можно для сопоставления использовать обратную величину – удельную теплопроизводительность:

$$Q_{\text{кд.уд}} = Q_{\text{кд}} / (N_{\text{вент}} + N_{\text{км}}).$$

Другие известные методы качественного сравнения теплопередающих поверхностей конденсаторов при одинаковом температурном напоре можно условно разделить на следующие четыре группы:

1. Сравнение по фактору Кольборна j и числу Фаннинга f, характеризующих теплоотдачу и гидравлическое сопротивление при Re = idem:

$$j = StPr^{2/3} = Nu/(RePr^{1/3}); \; f = \xi/4,$$

где St, Nu, Pr – числа Стантона, Нуссельта и Прандтля; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления.

2. Сравнение теплоотдачи как функции мощности, необходимой для циркуляции воздуха.

3. Сопоставление коэффициента теплоотдачи α и гидравлического сопротивления ΔP при фиксированных Re = idem, массовых скоростях $w\rho$ = idem в виде отношения $\alpha/\Delta P$.

4. Сравнение эффективности при фиксированной (исходной) площади поверхности и оценка отношений тепловых нагрузок, объемов, масс сравниваемой и базовой поверхностей при различных значениях других параметров.

Выбор наилучшей поверхности осуществляется путем сравнения их характеристик по определенным критериям.

Критерии первой группы позволяют определить поверхность с минимальным фронтальным сечением и оценить глубину аппарата по воздуху. Однако использование критериев первой группы предусматривает постоянство эквивалентных диаметров $d_э$ и связано с необходимостью проведения довольно сложных графических построений или натурных испытаний [76] с определением коэффициента теплопередачи.

Критерии второй группы оценивают поверхность по отношению тепловой нагрузки $Q_{кд}$ к мощности на проталкивание воздуха $N_{вент}$ – при этом отношение $Q_{кд}/N_{вент} = f(\text{Re})$ предусматривает обязательное выполнение условия F = idem – [33], однако они не дают возможности выявить влияние конденсатора на параметры агрегата в целом.

Критерии третьей группы, учитывающие отношения $\alpha/\Delta P$, Nu/ξ и др., нельзя признать удачными, так как они не учитывают непосредственно основных характеристик $Q_{кд}$ и $N_{вент}$.

Критерии четвертой группы, предлагаемые разными авторами, например [30, 80], являются, как показывает их детальный анализ, частным случаем метода сравнения, предложенного А. А. Гухманом [14]. Этот метод универсален, хорошо отражает физическую связь между $Q_{кд}$, F и $N_{вент}$, однако требует проведения довольно сложных аналитических и графических построений при определении чисел Рейнольдса для сравниваемых поверхностей. Все перечисленные критерии в условиях, характерных для малых холодильных машин, не позволяют непосредственно оценить величину затрат на производство холода.

Для отечественных холодильных агрегатов холодопроизводительностью 250–1250 Вт объем конденсатора (без вентиляторного узла) составляет 10–19% объема агрегата и 70–90% объема компрессора, масса – 12–16% массы агрегата, мощность, потребляемая вентилятором, – не более 10% всей мощности, потребляемой агрегатом, а стоимость конденсатора – 7–19% стоимости агрегата.

В приведенных годовых затратах на производство холода стоимость обслуживания холодильной машины составляет примерно половину всех расходов и не зависит от конструкции конденсатора. Стоимость электроэнергии, потребляемой агрегатом, достигает 30%, причем 90–95% этой стоимости приходится на компрессор. Амортизационные отчисления пропорциональны габаритным размерам и массе конденсатора и не превышают 1%.

Влияние конденсатора сказывается не только на электропотреблении компрессора, но и на шумовых характеристиках агрегата, что в конечном итоге характеризуется температурным напором $t_к - t_{в1}$ ($t_{в1}$ – температура воздуха на входе в конденсатор, °С), который для номинального режима работы агрегата $\leqslant$ 10°С.

Накопленный опыт разработки и эксплуатации малых холодильных машин позволяет сформулировать некоторые основные требования к поверхности воздушных конденсаторов:

с учетом возможности засорения поверхности во время эксплуатации, шаг между ребрами должен быть не менее 2,5 мм, этим ограничивается компактность аппарата;

в целях уменьшения мощности, потребляемой вентилятором, и шума скорость воздуха в узком сечении должна быть не более 3–5 м/с;

фронтальная поверхность аппарата, чтобы она хорошо обдувалась воздухом, не должна превышать площадь зоны действия вентилятора более чем на 13–15%;

диаметр вентилятора определяется нормативными шумовыми показателями агрегата – не более 250 мм для агрегатов холодопроизводительностью до 1250 Вт;

глубина аппарата по воздуху ограничивается снижением температурного напора между хладагентом и воздухом, в связи с этим число секций должно быть не более четырех [60], а относительная глубина $L/d_э \leqslant 15 \div 20$;

масса конденсатора не должна превышать общую массу агрегата, которая для отечественных агрегатов должна соответствовать ГОСТ 22502–77.

Так как применяемые в агрегатах осевые вентиляторы и электродвигатели к ним имеют низкий КПД (до 50%), мощность, потребляемая электродвигателем вентилятора, слабо зависит от гидравлического сопротивления аппарата по воздуху. В связи с этим, учитывая, что характеристика вентилятора (напор–расход) пологая, задаются допустимым гидравлическим сопротивлением Δp.

Известно, что тепловую нагрузку на конденсатор можно определить по зависимости

$$Q_{кд} = Gc_p\,(t_к - t_{в1})\,(1 - e^{\frac{kF}{Gc_p}}),$$

где G – массовый расход воздуха, кг/с; c_p – удельная теплоемкость, Дж/(кг·°С);

k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·°С); F – площадь наружной поверхности, м^2.

Соответственно поверхности можно сравнивать по критерию, представляющему собой отношение их начальных температурных напоров:

$$\eta = \frac{(t_к - t_{в_1})_i}{(t_к - t_{в_1})_0},$$

где индекс 0 относится к базовой (серийной) поверхности, а i – к сравниваемой.

С учетом приведенных выше ограничений сравнение проводится при $Q_i = Q_0$ и $V_i = V_0$ и при использовании одного и того же вентилятора. Соответственно расход воздуха одинаков $G_i = G_0$, а следовательно, в фиксированной точке пересечения характеристик вентилятора и конденсатора $\Delta p_i = \Delta p_0$. Одинакова для сравниваемых поверхностей также глубина аппарата по воздуху $L_i = L_0$. Равенство $\Delta p_i = \Delta p_0$ достигается подбором соответствующей скорости воздуха в узком сечении w_{yi}. Кроме того, гидравлическое сопротивление Δp_i зависит также от параметра $L_i/d_{эi}$. При этом фронтальные размеры поверхности должны удовлетворять требованию $f_{фрi}/f_{фр0} \leqslant 1$.

Учитывая, что оптимальная степень оребрения конденсаторов 8–10, а эффективность ребристой поверхности 0,8–0,95, получаем, что $k_i \approx (0{,}7 \div 0{,}75)\alpha_i$. Тогда отношение температурных напоров сравниваемых поверхностей можно определить так:

$$\eta = \frac{(t_к - t_{в_1})_i}{(t_к - t_{в_1})_0} = \frac{1 - e^{-[(0{,}7\alpha_0 F_0)/G_0 c_p]}}{1 - e^{-[0{,}7\alpha_i F_i/G_i c_p]}}.$$

Критерий η позволяет установить при одинаковых значениях $t_{в_1}$ снижение температуры конденсации $t_к$ и соответственно снижение мощности, потребляемой компрессором при равных холодопроизводительностях и температурах кипения. Так как стоимость энергии, потребляемой агрегатом, составляет основную часть в общих приведенных затратах, по критерию η можно оценить изменение приведенных затрат. Следует иметь в виду, что для отечественных холодильных агрегатов средне- и низкотемпературного исполнения снижение температуры конденсации на 1°С приводит к снижению температуры обмотки встроенного электродвигателя компрессора на 1,5–2°С [60], а предлагаемый критерий η учитывает изменение и этого параметра.

Таким образом, предлагаемый критерий η позволяет на стадии проектирования оценить эффективность конвективных поверхностей и изменение основных рабочих характеристик агрегата малой холодильной машины.

При конструировании конденсатора необходимо постоянно помнить о тесной взаимосвязи между основными параметрами аппарата и энергопотреблением всей машины.

Общая методика теплового расчета воздушных конденсаторов малых холодильных машин достаточно подробно изложена в [28, 60]. Обычно расчет сводится к определению необходимой площади теплопередающей поверхности конденсатора по заданной тепловой нагрузке и подбору для этой поверхности вентилятора. Остановимся на основных моментах расчета конденсаторов, проводимых с целью получить конструкцию, максимально удовлетворяющую шумовым, теплоэнергетическим и массогабаритным требованиям к агрегатам.

В настоящее время наметилась тенденция совместного проведения теплового и аэродинамического расчетов с выбором соответствующего вентилятора [24, 46], при этом широко используются ЭВМ.

Исходными данными к расчету являются холодопроизводительность агрегата, температура воздуха на входе, температура конденсации, тип хладагента, соответственно его теплофизические свойства. При этом рекомендуется [24, 60] следующая последовательность расчета конденсатора.

1. С учетом ограничений по шуму (см. гл. 4) выбирают тип вентилятора и его диаметр. Для агрегатов холодопроизводительностью 250–500 Вт можно рекомендовать осевой вентилятор диаметром $D_{вн}$ = = 200÷220 мм; при холодопроизводительности 500–1250 Вт – $D_{вн}$ = = 230÷250 мм; при 1300–5000 Вт – $D_{вн}$ = 330÷350 мм. Частота вращения вентилятора не более 23–25 $с^{-1}$. Строят его характеристику – напор–расход (Па – $м^3/с$).

2. По зависимостям, приведенным в гл. 2, рассчитывают тепловую нагрузку на конденсатор $Q_{кд}$ (в кВт).

3. Выбирают тип поверхности конденсатора с геометрическими размерами: шагом труб и ребер, внутренним сечением по хладагенту, относительной глубиной по воздуху $L/d_э$ и фронтальными размерами в соответствии с диаметром вентилятора.

При этом с учетом допустимого падения давления по хладагенту (см. гл. 2) принимают длину труб и площадь внутренней поверхности $F_{вн}$ и определяют живое сечение по воздуху $f_у$ (в $м^2$).

4. Для принятой конструкции строят зависимости: коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха и гидравлического сопротивления как функции скорости в узком сечении $w_у$ (в м/с) и соответственно объемного расхода воздуха V (в $м^3/с$).

5. Совмещают характеристику вентилятора и конденсатора и определяют истинную скорость в узком сечении и соответственно расход воздуха.

6. Рассчитывают по известному уравнению коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха для данной скорости (см. гл. 2) $\alpha_в$.

7. Рассчитывают с учетом эффективности наружной поверхности приведенный коэффициент теплоотдачи и со стороны воздуха $\alpha_{пр}$.

Подробный расчет дан в [25].

8. Методом последовательных приближений или графически определяют плотность теплового потока $q_{F_н}$ (в Вт/м^2):

$$q_{F_н} = \alpha_Q (t_к - t_{ст}) \frac{F_{вн}}{F_н};$$

$$q_{F_н} = \alpha_{пр} (t_{ст} - t_{в_{ср}}),$$

где коэффициент теплоотдачи со стороны хладагента α_Q находят по зависимостям, приведенным в гл. 2; среднюю температуру воздуха $t_{в_{ср}}$ можно принять большей, чем температура на входе, на 1,5–3 °С.

9. Рассчитывают требуемую площадь поверхности конденсатора

$F_н = Q_{кд}/q_{F_н}$.

10. Уточняют геометрические размеры фронта и глубины аппарата, а также компактность β (в м^2/м^3) ($\beta = F/V$).

11. Тепловое сопротивление стенки трубы, а также (при металлизации наружной поверхности) места контакта труб и ребер обычно из-за их незначительности в расчетах не учитывают.

12. Определяют нагрев воздуха в конденсаторе

$$\Delta t_в = Q_{кд} / G_в c_p,$$

где c_p – теплоемкость, Дж/(кг · °С); $G_в$ – массовый расход, кг/с,

и сравнивают с ранее принятым значением $t_{в_{ср}}$, при этом расхождение не должно превышать 2–3%, что достигается повторными расчетами.

Разработанные программы таких расчетов на ЭВМ [24, 46] позволяют достаточно просто проводить многовариантные расчеты по выбору оптимальных конструктивных решений.

5.3. ПЕРСПЕКТИВНЫЕ КОНСТРУКЦИИ

Совершенствование конструкций воздушных конденсаторов малых холодильных машин идет в двух направлениях [57]:

создание качественно новых аппаратов в виде змеевиков из плоскоовальных труб с промежуточным оребрением [72];

использование в традиционных трубчато-пластинчатых аппаратах насадных ребер с различными элементами, турбулизирующими воздушный поток [25, 37, 48, 71] и интенсифицирующими теплоотдачу от воздуха. Применительно к воздухоохладителям этот вопрос подробно рассмотрен А. А. Гоголиным [25].

Пути интенсификации теплообмена в конденсаторах условно можно свести к двум методам.

Первый метод заключается в уменьшении шага ребер и размеров труб, что соответственно снижает эквивалентный диаметр канала по воздуху [25]. Этот метод имеет ограниченное применение, так как для предотвращения засорения выбирают минимальный шаг ребер не менее 2–2,5 мм.

Второй метод предусматривает применение конфигурации ребер, способствующей интенсификации теплообмена: рассечение ребра на короткие участки в целях периодического разрушения пограничного слоя [15, 48, 57]; отгибание части ребра внутрь потока воздуха [18, 72]; искривление входной кромки ребра для создания макровихрей Тейлора–Гертлера [37]; гофрирование всей поверхности ребра в целях создания извилистого движения воздуха [57, 71]; нанесение на поверхность ребра выступов и канавок с образованием каналов диффузорного типа, генерирующих вихри [18]; нанесение перфорации на поверхность ребра и расположение ребер под углом к потоку воздуха, что создает вдув-отсос пограничного слоя и тем самым снижает его толщину [34], дополнительное рассечение перфорированного ребра, установленного под углом к потоку воздуха, в целях улучшения перемешивания воздушного потока. Применение второго метода позволяет создать поверхности, которые (при прочих равных условиях) дают экономию в суммарном расходе электроэнергии на агрегат (компрессор плюс вентилятор конденсатора).

На основе анализа работ, выполненных в последние 10 лет, авторами отобраны 12 высокоэффективных конвективных поверхностей, с тем чтобы оценить возможность их использования в условиях работы воздушных конденсаторов малых холодильных машин. Рассмотрены поверхности с шагом ребер 2–5 мм, имеющие лучшие теплотехнические характеристики в своем подклассе, а также технологически проработанные, применяемые в аппаратах криогенной техники, автотракторных радиаторах и т. д. Поверхности из труб с навивными, накатными биметаллическими ребрами, с проволочным оребрением как мало перспективные по технологическим соображениям не рассматриваются.

Отобранные для сравнения конвективные поверхности показаны на рис. 35, а их геометрические характеристики приведены в табл. 64. Эти поверхности сравнивали с трубчато-пластинчатой поверхностью (№ 10 в табл. 63) конденсатора серийного агрегата ВС800 с вентилятором типа К-95 диаметром 290 мм [28].

При рассмотрении пластинчато-ребристых поверхностей № 1–9 предполагается, что конструкция выполнена в виде змеевика из плоскоовальной трубы наружными размерами 22x6 мм, толщиной 1 мм с одинарной, сдвоенной и строенной насадкой ребер (рис. 36). При этом общая высота оребрения H = 18,4 мм (поверхности № 1–4), 23 мм (№ 5), 19,5 мм (№ 6), 17 мм (№ 7), 21,4 мм (№ 8, 9) с учетом толщины проставочного листа 0,2 мм. Расположение труб коридорное двухрядное.

Характеристики поверхностей

Номер поверхности	Наименование поверхности	Материал ребра	Высота ребра h, мм	Шаг ребер S_p, мм	Толщина ребра δ, мм	Расстояние между прорезями или турбулизаторами l', мм
1	Пластинчато-ребристая	Алюминий	6	4	0,2	4
2	То же	”	6	4	0,2	3
3	То же, с перфорацией на прерывистых ребрах	Медь	6	4	0,15	3
4	То же, с угловой насадкой перфорированных ребер	Алюминий	6	3	0,2	3,25
5	То же, с пирамидальными выступами на ребрах	Медь	11,4	2,76	0,08	9,25
6	То же, с рассеченными ребрами	Алюминий	19,5	4	0,2	5,5
7	То же, с угловой насадкой перфорированных рассеченных ребер	Сталь	17	5	0,3	4,4
8	То же, с каналами диффузорного профиля на ребрах	Медь	7	4,6	0,15	5
9	То же, с жалюзийным рассечением ребер	”	7	4,6	0,15	9,6
10	Трубчато-пластинчатая с шахматным расположением труб и плоскими насадными ребрами	Сталь	–	3,5	0,3	–
11	То же, с коридорным расположением труб и насадными ребрами, имеющими искривленную входную кромку	Медь	–	3,4	0,35	24
12	То же, с коридорным расположением труб с рассеченными ребрами	Алюминий	–	3,5	0,28	3,7

конденсаторов

Эквивалентный диаметр $d_э$, мм	Параметр рассечения $l'/d_э$	Относительная толщина ребра δ/l'	Отношение узкого сечения к фронту аппарата σ	Относительная глубина аппарата $L/d_э$	Компактность β, $м^2/м^3$	Литературный источник
4,6	0,87	0,05	0,74	10,9	869	[15]
4,6	0,65	0,066	0,74	10,9	869	[57]
4,64	0,646	0,05	0,748	10,8	690	[57]
3,78	0,859	0,061	0,726	13,2	945	[34]
4,34	2,13	0,008	0,79	18,1	921	[57]
3,52	1,56	0,057	0,74	14,2	1219	[72]
4,25	1,03	0,07	0,734	11,8	1040	По результатам исследований, проведенных авторами
3,3	1,52	0,03	0,774	15,15	1212	[18]
3,3	2,9	0,03	0,774	15,15	1212	[18]
5,0	–	–	0,467	10	500	[28]
5,0	4,8	0,0145	0,47	10	500	[37]
3,77	0,98	0,075	0,54	13,26	612	[48]

Номер поверхности	Наименование поверхности	Материал ребра	Высота ребра h, мм	Шаг ребер $S_р$, мм	Толщина ребра δ, мм	Расстояние между прорезями или турбулизаторами l', мм
13	То же, с шахматным расположением труб и гофрированными ребрами	"	–	2,0	0,16	4,8

Примечания: 1. Эквивалентный диаметр $d_э$ находили по отношению
2. Для поверхностей № 1–9 отношение узкого сечения к фронту аппарата σ три ряда при общей высоте ребер 17–23 мм.
3. Для поверхностей № 1–9 компактность рассчитывали по отношению к щегося на трубы (причем $\beta = 4/d_э$), для поверхностей № 4 и № 7 – с учетом аппарата по продуваемому фронту.

Трубчато-пластинчатые поверхности № 11–13 имеют те же размеры, что и в [37, 48, 71].

Общая глубина аппарата по ходу воздуха для всех поверхностей принята $L = 50$ мм, как у серийного конденсатора.

Теплотехнические и аэродинамические характеристики поверхностей, построенные на основе расчетных и графических зависимостей, представлены соответственно на рис. 37 и 38. Приведены значения истинных коэффициентов теплоотдачи (с учетом эффективности ребра и всей наружной поверхности). Во всех случаях теплофизические свойства воздуха соответствуют температуре 20°С. Результаты сравнения поверхностей приведены в табл. 65.

Совмещением характеристик вентилятора К-95 и серийного конденсатора определены объемный расход воздуха $V_0 = 0{,}269$ м^3/с и гидравлическое сопротивление $\Delta P_0 = 42$ Па. При равном для всех поверхностей гидравлическом сопротивлении $\Delta P_i = \Delta P_0 = 42$ Па по графикам рис. 37 и 38 найдены скорости воздуха в узком сечении w_{yi}, соответствующие им коэффициенты теплоотдачи α_i и рассчитано относительное (по сравнению с серийным конденсатором) фронтальное сечение $f_{фрi}$ аппарата для каждой поверхности при условии одинакового расхода воздуха $G_i = G_0 = \text{idem}$. При этом следили, чтобы полученные скорости воздуха были оптимальными. По данным [25], из-за пологого характера оптимумов область оптимальных скоростей воздуха лежит в пределах 4–6 м/с, что соответствует выбранным значениям скорости для всех поверхностей, кроме № 6. За ее исключением, для остальных поверхностей сравнение выполнено при оптимальных скоростях воздуха, как это и рекомендуется в работе [25].

Эквивалентный диаметр $d_э$, мм	Параметр рассечения $l'/d_э$	Относительная толщина ребра δ/l'	Отношение узкого сечения к фронту аппарата σ	Относительная глубина аппарата $L/d_э$	Компактность β, $м^2/м^3$	Литературный источник
3,2	1,5	0,033	0,52	15,65	650	[71]

учетверенного сечения канала по воздуху к его периметру.
определяли с учетом труб по хладагенту с расположением насадки в один, два или

объему, занимаемому только воздушными каналами, без учета объема, приходя-
перфорации. Для поверхностей № 10–13 компактность соответствует всему объему

Анализ рис. 37 и 38 и данных табл. 65 показывает, что для большинства поверхностей наблюдается рост теплоотдачи при равном по сравнению с серийным конденсатором гидравлическом сопротивлении; при этом фронтальное сечение и соответственно занимаемый объем практически равны или меньше, чем у серийного конденсатора.

У поверхностей № 6, 12 и 13 фронтальное сечение значительно больше, чем у серийного конденсатора. Перекомпоновка этих поверхностей с увеличением глубины аппарата по воздуху и уменьшением за счет этого фронтального сечения, по-видимому, снизит рост теплоотдачи.

Нанесение перфорации (диаметр отверстий 2 мм, шаг 3 мм) при шахматном расположении труб на поверхность прерывистых ребер (№ 3) значительно ухудшает теплотехнические показатели.

Наилучшие показатели имеет поверхность № 7: при том же, что и у серийного аппарата, объеме $V_7 = V_0$ теплоотдача выше на 76%. Поверхность № 4 [34] позволяет при меньшем (примерно на 20%) объеме увеличить теплоотдачу на 72%. У трубчато-пластинчатых поверхностей искривление входной кромки ребра (№ 11) [37] дает более благоприятное соотношение: при практически одинаковом с серийным аппаратом объеме $V_i = V_0$ увеличение теплоотдачи достигает 35%.

На поверхности № 12 [48], имеющей рассеченное по типу пластинчато-ребристых аппаратов насадное ребро (гладкая нерассеченная поверхность составляет около 45% общей), теплоотдача возрастает на 23%, но при этом требуется увеличить размеры фронтальной поверхности конденсатора на 31%.

Наименьшим ростом теплоотдачи характеризуются поверхности № 5 с пирамидальными выступами на ребрах и № 9 с жалюзийным рассечением ребер.

Рис. 35. Сравниваемые конвективные поверхности. Номера поверхностей соответствуют приведенным в табл. 63.

Стрелки показывают направление движения воздуха. "+" – зона высокого давления; "–" – зона низкого давления

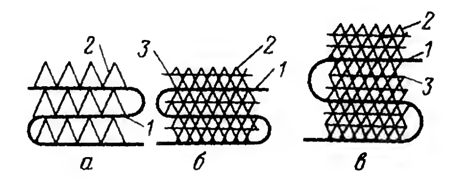


Рис. 36. Конденсатор из плоскоовальных труб с промежуточным оребрением:

а – одинарная насадка; *б* – сдвоенная насадка; *в* – строенная насадка; *1* – труба; *2* – оребрение (турбулизаторы условно не показаны); *3* – проставочный лист

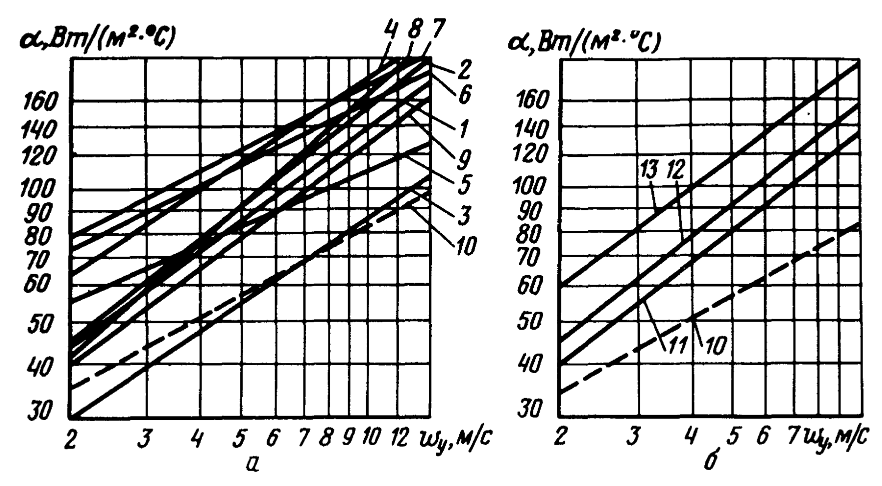


Рис. 37. Теплотехнические характеристики сравниваемых поверхностей:

а – пластинчато-ребристых; *б* – ребристо-трубных (обозначения кривых соответствуют номерам поверхностей, указанным в табл. 63)

Рис. 38. Аэродинамические характеристики поверхностей:

а – пластинчато-ребристых; *б* – ребристо-трубных (номера поверхностей соответствуют табл. 63)

Таблица 65

Сравнение поверхностей конденсаторов

Номер поверхности	w_y, м/с	α, Вт/ (м^2·°С)	$\frac{\alpha_{эi}}{d_{э0}}$	$\frac{w_{yi}}{w_{y0}}$	$\frac{\alpha_i}{\alpha_0}$	$\frac{f_{фрi}}{f_{фр0}}$
1	5,2	88	0,92	0,82	1,35	0,774
2	5,2	98	0,92	0,82	1,51	0,774
3	5,2	58	1,1	0,82	0,892	0,766
4	5,1	112	0,756	0,806	1,72	0,809
5	4,0	74	0,806	0,633	1,14	0,94
6	2,5	82	0,85	0,395	1,26	1,57
7	4,2	115	0,66	0,663	1,76	0,96
8	4,8	88	0,66	0,76	1,36	0,79
9	4,5	70	0,66	0,71	1,08	0,85
10	6,33	65	1	1	1	1
11	5,8	88	1	0,916	1,35	1,09
12	4,2	80	0,745	0,664	1,23	1,31
13	4,1	100	0,64	0,648	1,54	1,39

Примечание. Индекс 0 относится к поверхности № 10 (серийный конденсатор).

Таблица 66

Сравнение высокоэффективных поверхностей с поверхностью серийного конденсатора агрегата ВС800

Номер поверхности	Материал труб и ребер	η	Увеличение холодильного коэффициента агрегата ВС800, %
10	Сталь – сталь	1	0
4	Алюминий – алюминий	0,62	3,0
7	Сталь – сталь	0,70	2,4
7	Алюминий – алюминий	0,60	3,2
11	Медь – алюминий	0,72	2,6
11	Сталь – сталь	0,84	1,9

С точки зрения эффективности эксплуатации и предотвращения засорения пылью поверхность № 7, имеющая перфорацию в виде прямоугольных щелей оптимального размера, более рациональна, чем поверхность № 4 с перфорацией в виде круглых отверстий диаметром 1,2 мм. Оптимальная степень перфорации (отношение площади отверстий к поверхности ребер) составляет 0,15–0,2 для поверхности № 7.

По приведенным годовым затратам на производство холода лучшей поверхностью следует считать такую, которая при одинаковых или меньших, чем у серийного аппарата, объеме $V_i \leq V_0$ и массе $M_i \leq M_0$ и одном и том же вентиляторе позволит максимально повысить

Таблица 67

Градация конденсаторов из плоскоовальных труб с промежуточным оребрением

Показатель	Низкотемпературные агрегаты				Среднетемпературные агрегаты							Высокотемпературные агрегаты		
	Холодопроизводительность агрегата при номинальном режиме работы, Вт													
	315	400	500	630	315	400	500	630	800	1000	1250	800	1000	1250
Площадь поверхности, $м^2$	1,2	1,2	1,2	2,4	1,2	2,4	3,6	3,6	3,6	4,8	4,8	3,6	4,8	4,8
Размеры обдуваемой воздухом части (под диффузор), мм														
ширина	280	280	280	280	280	280	280	280	280	280	280	280	280	280
высота	280	280	280	280	280	280	280	280	280	280	280	280	280	280
глубина	22	22	22	45	22	45	68	68	68	68	68	68	92	92
Число секций	1	1	1	2	1	2	3	3	3	4*	4*	3	4	4
Диаметр вентилятора, мм	200	200	200	200	200	200	250	250	250	250	250	250	250	250
Номинальная мощность двигателя вентилятора, Вт	10	10	10	10	10	10	16	16	16	16	16	16	16	16
Масса (без вентиляторного узла), кг														
цельностальной вариант	2,5	2,5	2,5	4,8	2,5	4,8	7,5	7,5	7,5	10	10	7,5	10	10
цельноалюминиевый вариант	1,0	1,0	1,0	2,0	1,0	2,0	3,0	3,0	3,0	4,0	4,0	3,0	4,0	4,0

* В 4-секционных конденсаторах предусмотрено последовательно-параллельное соединение труб, при этом непрерывная длина трубы по хладагенту не превышает 10–12 м.

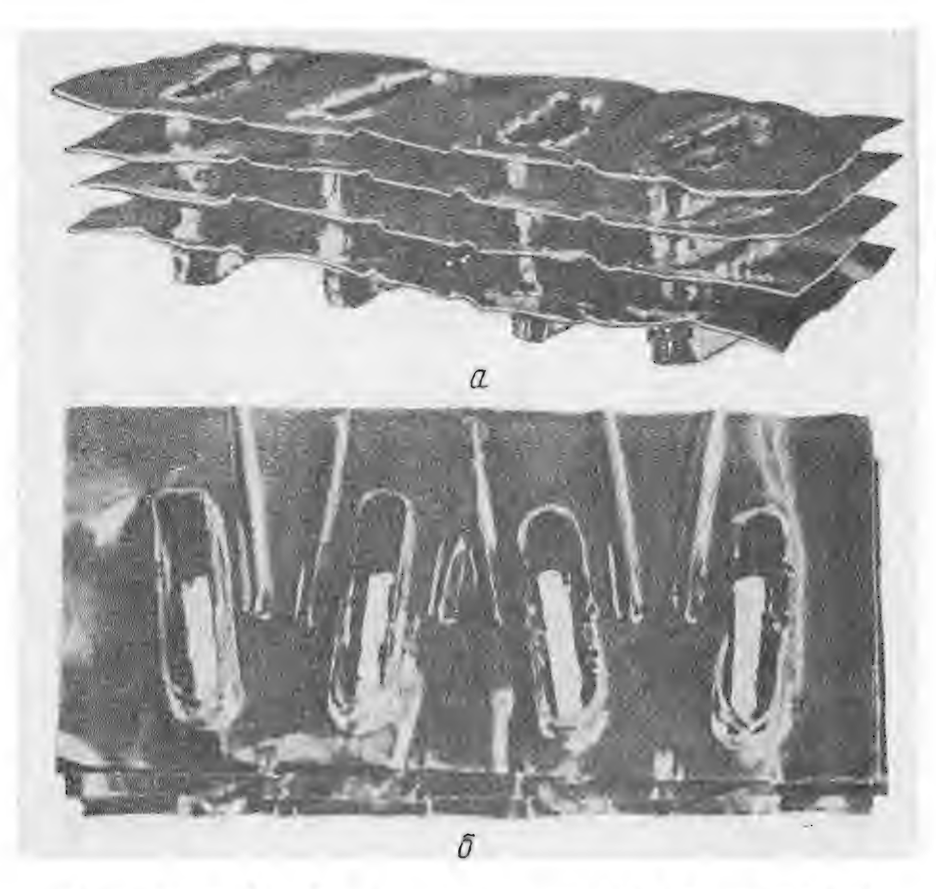


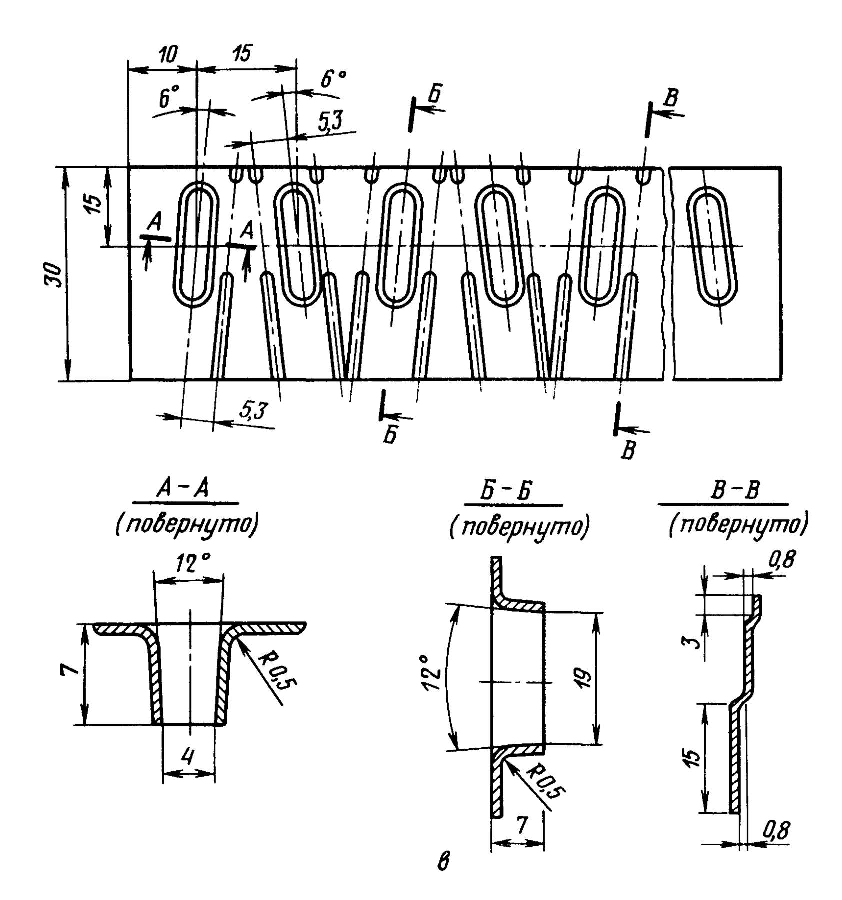
Рис. 39. Элемент беструбного конденсатора с каналами по воздуху типа "диф-
а – пакет ребер; *б* – профиль ребра;

теплоотдачу, соответственно снизить разность температур конденсации и окружающего воздуха $t_к - t_в$ и тем самым уменьшить энергопотребление компрессора [25, 28].

Результаты сравнения поверхностей по критерию η приведены в табл. 66.

Проведено аналогичное сравнение поверхности № 7 с поверхностью серийного конденсатора агрегата ВВр1250 1(2).

При использовании одного и того же вентилятора К-95 (диаметр 250 мм), расходе воздуха $V_i = V_0 = 0{,}172$ м^3/с, $\Delta P_i = \Delta P_0 = 40$ Па скорости в узком сечении составляют: $w_{у_0} = 4{,}7$ м/с; $w_{у_i} = 3{,}4$ м/с. Коэффициенты теплоотдачи имеют значения: $\alpha_0 = 53$ Вт/(м$^2\cdot$°С), $\alpha_i = 110$ Вт/(м$^2\cdot$°С). Критерий $\eta = 0{,}71$. Отношение фронтальных сече-



фузор – конфузор":
в – общий вид ребра

ний $f_{\text{фр}i}/f_{\text{фр}0}$ = 0,9. Увеличение холодильного коэффициента составляет 4–6%.

Для всех поверхностей необходимо обеспечить хороший и надежный контакт ребра с трубой. При цельноалюминиевом исполнении конденсатора это достигается пайкой алюминия с плакированием силумином поверхности ребер, в стальном варианте – капиллярной пайкой медью или омеднением всей поверхности с использованием медьсодержащих паст.

Таким образом, поверхности № 7 и 11 можно считать предпочтительными для перспективного совершенствования конструкции воздушных конденсаторов малых холодильных машин.

На основе проведенных испытаний и сравнительных расчетов для аг-

регатов холодопроизводительностью до 1250 Вт можно рекомендовать градацию конденсаторов с использованием конденсатора в виде плоскоовальных труб с промежуточным оребрением (поверхность № 7), данные по которой приведены в табл. 67.

Эта конструкция предусматривает при цельностальном исполнении снижение массы конденсаторов на 30–35%, при цельноалюминиевом – в 3–4 раза. Еще в большей степени снижается масса агрегатов при использовании конденсаторов беструбного типа, аналогичных по конструкции конденсаторам фирмы "Контардо" (см. гл. 1). Существенной интенсификации теплоотдачи со стороны воздуха можно добиться применением специальных турбулизаторов потока воздуха при умеренном росте сопротивлений со стороны хладагента в каналах диффузор–конфузор [14].

Элемент такого конденсатора показан на рис. 39. С учетом малого шага ребер (3,0–3,5 мм) и жесткости конструкции прочностные характеристики позволяют использовать для изготовления листовой материал – фольгу из сплава АМц толщиной 0,2–0,3 мм с двусторонней плакировкой силумином [5]. Сопоставление такого конденсатора для агрегата ВВр1250 1(2) с конструкциями, описанными в гл. 3, представлено в табл. 68 (вентилятор К-95 диаметром 250 мм).

Таблица 68

Сравнение конденсаторов различного типа

Показатель	Серийный	Из плоскоовальных труб с промежуточным оребрением (поверхность № 7)	Беструбный вариант с конфигурацией ребер по рис. 39
Номинальная холодопроизводительность, Вт	1250	1250	1250
Шаг ребер, мм	3,5	5	3,0–3,5
Размеры по фронту, мм	277x273	280x280	280x280
Глубина по воздуху, мм	102	92	92
Материал труб и ребер	Сталь–сталь	Алюминий–алюминий	Алюминий–алюминий
Относительная масса	1,0	0,4–0,5	0,35–0,3
Относительная удельная холодопроизводительность	1,0	1,04–1,06	1,04–1,05

Текучесть сплава АМц в принципе позволяет осуществить вытяжку металла на высоту до 6–7 мм за 4–8 переходов с образованием шага ребер в пакете 3,0–3,5 мм.

6. ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ВОЗДУШНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ

6.1. РАЗМЕЩЕНИЕ АГРЕГАТА В МАШИННОМ ОТДЕЛЕНИИ ТОРГОВОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

В настоящее время отечественное торговое холодильное оборудование комплектуют агрегатами холодопроизводительностью 0,315–1,250 кВт и выпускают как со встроенными агрегатами (прилавки-витрины, шкафы, автоматы газированной воды, охлаждаемые столы и др.), так и с выносными (сборные камеры объемом 6 и 12 м^3, открытые витрины и прилавки и др.). Из 300 тыс. ед. оборудования, выпускаемого ежегодно, доля оборудования со встроенными агрегатами составляет 90–95%. В последнее время наметилась также тенденция использования встроенных моноблочных машин (полностью собираемых на заводе) в шкафах и сборных камерах объемом до 20 м^3. В связи с этим особую актуальность приобретают вопросы правильного выбора размеров машинного отделения, расположения агрегата в нем, создания хорошей циркуляции воздуха, снижения шума и обеспечения необходимого удобства обслуживания.

Анализ конструкций торгового холодильного оборудования показывает, что в оборудовании со встроенным агрегатом объем машинного отделения составляет 0,1–0,2 м^3, что соответствует примерно 20–30% габаритного объема оборудования. При характерных для этих агрегатов расходах воздуха 0,1–0,2 м^3/с это позволяет обновлять воздух, находящийся в машинном отделении, каждые 1–2 с. Возможно как верхнее расположение агрегата в шкафу, так и нижнее. При верхнем расположении агрегата улучшаются условия его обслуживания, облегчается создание необходимой циркуляции воздуха, уменьшается возможность запыления поверхности конденсатора, но, как показывает практика, температура воздуха перед конденсатором повышается на 2–3°С, что приводит к увеличению коэффициента рабочего времени торгового холодильного оборудования и среднесуточного расхода электроэнергии.

Анализ соответствующих зависимостей для герметичных агрегатов по ГОСТ 22502–77 показывает,что при недостаточной циркуляции воздуха его температура перед конденсатором повышается в среднем на 1°С, а холодопроизводительность снижается на 1,5%, удельная холодопроизводительность – на 2,2%, потребляемая агрегатом мощность возрастает на 1% и температура обмотки встроенного электродвигателя компрессора повышается на 2,5°С. Темп роста этих показателей увеличивается с повышением температуры окружающего воздуха.

При нижнем расположении агрегатов могут возникнуть определенные трудности, связанные с возникновением циркуляции воздуха через

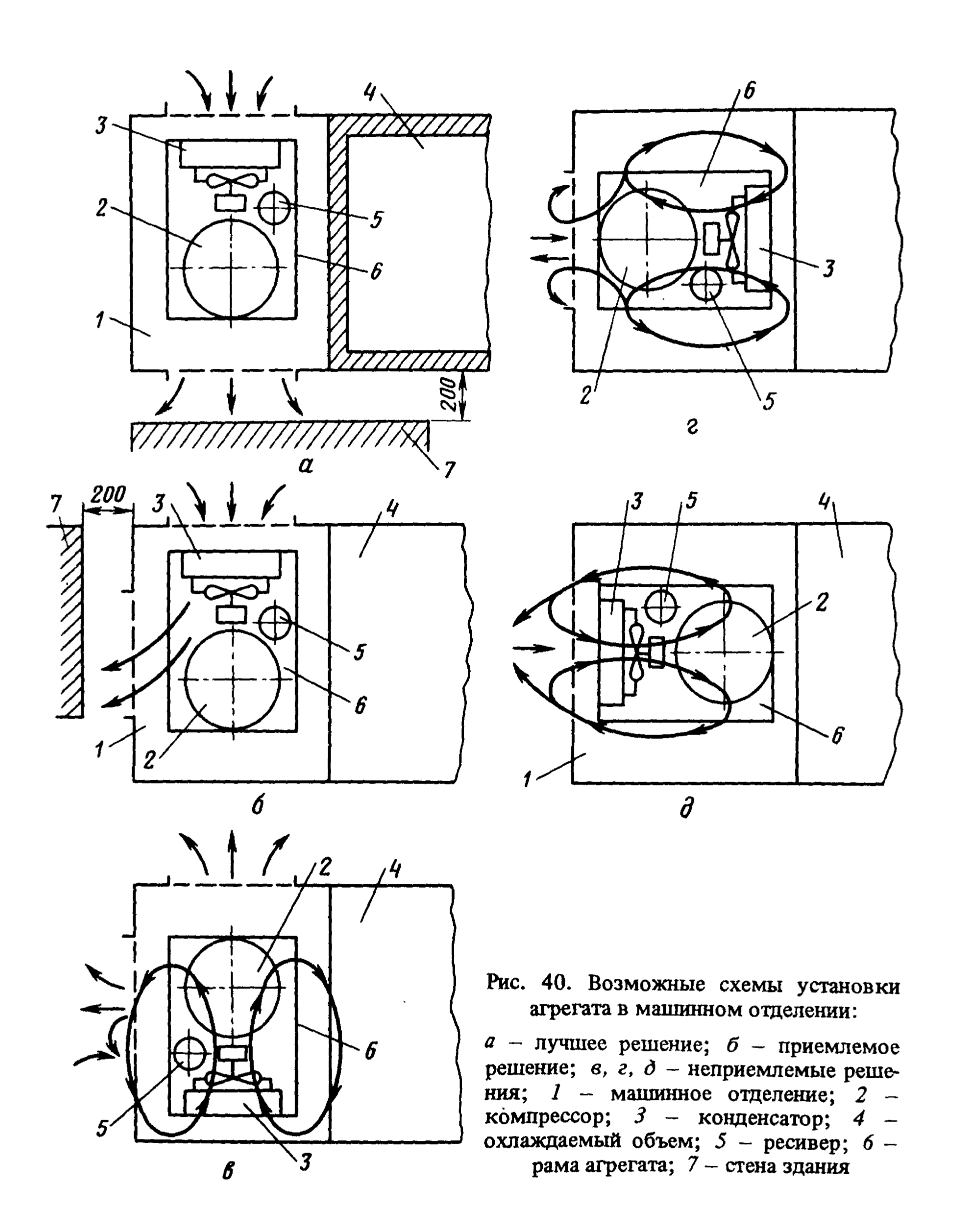


Рис. 40. Возможные схемы установки агрегата в машинном отделении:

а – лучшее решение; *б* – приемлемое решение; *в, г, д* – неприемлемые решения; *1* – машинное отделение; *2* – компрессор; *3* – конденсатор; *4* – охлаждаемый объем; *5* – ресивер; *6* – рама агрегата; *7* – стена здания

конденсатор. Возможные схемы расположения агрегата в оборудовании показаны на рис. 40. Схемы на рис. 40, *в, г, д* являются неприемлемыми. Для прилавков одним из возможных решений является установка входной облицовочной решетки непосредственно перед конденсатором и выход воздуха под раму оборудования, приподнятую на четырех опо-

рах. В этом случае воздух свободно циркулирует вокруг "шасси" и между опорами.

Тем не менее даже в схемах, предусматривающих сквозной проход воздуха через машинное отделение (рис. 40, *а, б*), вследствие создания в зоне за вентилятором повышенного давления, а в зоне между фронтом конденсатора и облицовочной решеткой некоторого разрежения, соответствующего гидравлическому сопротивлению решетки потоку воздуха, поступающего из окружающей среды, может наблюдаться рециркуляция подогретого воздуха на входе в конденсатор.

В серийно выпускаемом торговом холодильном оборудовании облицовочные решетки машинного отделения, через которые входит и выходит воздух, выполняют в виде круглых, прямоугольных и овальных отверстий или жалюзи, причем их живое сечение составляет не более 30–50% фронтальной поверхности конденсатора, что явно недостаточно.

Применяемые в агрегатах вентиляторы типа К-95 диаметром 200, 250 и 290 мм имеют в рабочей зоне довольно пологую характеристику (напор – расход), и даже небольшое сопротивление решеток и тракта машинного отделения (до 10 Па) может привести к снижению расхода воздуха на 20–40%. Поэтому живое сечение решеток должно составлять не менее 80% фронтальной поверхности конденсатора, а по возможности и более.

При определении теплоэнергетических показателей агрегатов калориметрированием по ГОСТ 22502–77 не учитывается, что агрегат может быть встроен в машинное отделение торгового холодильного оборудования, поэтому в целях оценки влияния конструктивных параметров машинного отделения на показатели агрегата авторами проведены исследования холодильного агрегата ВВр1000 1 в макете машинного отделения автомата АВ-2 для газированной воды. Проведены также испытания автомата с серийным и усовершенствованным машинными отделениями в условиях, близких к эксплуатационным. Предварительно агрегат ВВр1000 1 был испытан на калориметрическом стенде по методике ГОСТ 22502–77 при температурах окружающего воздуха 30, 32 и 45°С.

Серия опытов в машинном отделении проведена в целях определения оптимального расстояния *l* (рис. 41) от входной решетки до фронта конденсатора при наличии экрана по периметру фронта конденсатора и без него. Значение *l* изменялось от 10 до 40 мм. Живое сечение серийной решетки составляло 45% фронтальной поверхности конденсатора.

Дополнительно к параметрам, предусмотренным ГОСТ 22502–77, измеряли температуру воздуха по всему тракту машинного отделения, на входе хладагента в конденсатор и на выходе из него с помощью медьконстантановых термопар, определяли расход хладагента с помощью ротаметра, протарированного калориметрическим способом, а также локальное распределение скоростей воздуха крыльчатым анемометром и термоанемометром типа ЛИОТ.

Решетки машинного отделения автомата АВ-2 выполнены цельноштампованными с прямоугольными отверстиями для прохода воздуха размером

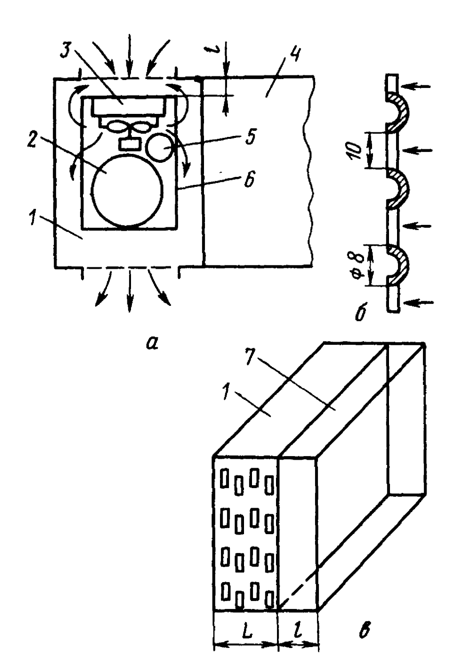


Рис. 41. Схема установки экрана:

а – схема циркуляции воздуха; *б* – решетки; *в* – установка экрана: *1* – машинное отделение; *2* – компрессор; *3* – конденсатор; *4* – охлаждаемый объем; *5* – ресивер; *6* – рама агрегата; *7* – экран

10x248 мм и полукруглыми выштамповками из металла диаметром $d = 8$ мм (см. рис. 41). Как показали испытания, расход воздуха через конденсатор агрегата, встроенного в серийное машинное отделение автомата АВ-2, ниже на 27%, а удельная холодопроизводительность – на 9%. Изменение величины l от 10 до 40 мм практически не повлияло на расход воздуха.

При установке входной решетки создается эффект искусственной турбулизации потока воздуха, набегающего на конденсатор, что при соответствующей конструкции решетки может привести к повышению коэффициента теплопередачи конденсатора на 15 – 20%. Как показали испытания серийных ребристо-трубных конденсаторов с шахматным расположением труб, отношение величины l к диаметру перфорации d должно быть равным 1 – 2; при этом отношение ширины экрана b к расстоянию между секциями конденсатора по ходу воздуха находится в пределах $(0{,}2 \div 0{,}8) L/d_э$ (L – глубина аппарата по ходу воздуха; $d_э$ – эквивалентный диаметр канала со стороны воздуха). Аналогичное влияние турбулентности входных решеток подтверждается исследованиями теплопередачи в автотракторных радиаторах [18].

При отсутствии экрана и $l > 25$ мм степень искусственной турбулентности входных решеток снижается из-за быстрого затухания образовавшихся вихрей.

Расстояние между облицовочной решеткой и фронтом конденсатора должно быть в пределах 10–25 мм.

При отсутствии экрана в машинном отделении воздух к конденсатору поступает через входную решетку в количестве G_1 при температуре $t_{в1}$ и частично из машинного отделения в количестве G_2 (в кг/с) при температуре $t_{в2}$.

Общий массовый расход воздуха $G_в$ (в кг/с), проходящего через конденсатор, составляет

$$G_в = G_1 + G_2.$$

Массовый расход рециркулируемого теплого воздуха G_2 рассчитывали по методике, изложенной в работе [8]. Массовый расход воздуха G_1 определяется по измеренным локальным значениям скоростей воздуха перед решеткой:

$$G_1 = w_{ср} f_р \rho,$$

где $w_{ср}$ – среднее значение скорости входящего воздуха, м/с; $f_р$ – живое сечение решетки для прохода воздуха, м^2; ρ – плотность воздуха при температуре окружающей среды, кг/м^3.

Принимая, что в случае установившегося состояния вся теплота конденсации

передается продуваемому через конденсатор воздуху, общий массовый расход воздуха (в кг/с) через конденсатор

$$G_В = Q_{КД}/[c_p(t_{В2} - t_{В1})],$$

где c_p – удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·°С); $t_{В2}$ – средняя температура воздуха после конденсатора, °С; $t_{В1}$ – средняя температура воздуха перед входной решеткой, °С.

Тепловая нагрузка (в кВт) на конденсатор со стороны хладагента

$$Q_{КД} = G_а(i_1 - i_2),$$

где $G_а$ – массовый расход хладагента, кг/с; i_1, i_2 – удельная энтальпия хладагента на входе в конденсатор и на выходе из него, кДж/кг.

Как показывают расчеты, по данным измерений при номинальном режиме работы агрегата ВВр1000 1 отношение G_1/G_2 = 0,8÷0,85, т. е. 15–20% теплого воздуха рециркулирует через конденсатор. Это приводит к повышению температуры конденсации и соответственно к снижению удельной холодопроизводительности.

Таким образом, в агрегате, встроенном в машинное отделение, возможны снижение расхода воздуха из-за гидравлических сопротивлений тракта машинного отделения; неравномерность температурного поля воздушного потока, входящего в конденсатор, из-за рециркуляции воздуха; некоторое повышение интенсивности теплообмена в конденсаторе из-за искусственной турбулентности при рациональной компоновке входной решетки.

Сравнительные данные испытаний при номинальном режиме приведены в табл. 69.

Таблица 69

Результаты испытаний агрегата ВВр1000 1

Установка агрегата	Холодопроизводительность, Вт	Потребляемая мощность, Вт	Удельная холодопроизводительность	Температура конденсации, °С
На калориметрическом стенде по ГОСТ 22502–77	970	444	2,18	43,5
В макете машинного отделения				
без экрана	912	460	1,98	47,5
с экраном l=20 мм	958	452	2,11	44,6

Из табл. 69 следует, что повышение интенсивности теплообмена в конденсаторе из-за искусственной турбулизации не компенсирует снижения расхода воздуха при установке экрана.

Испытание автомата АВ-2 при серийной компоновке машинного отделения и установке экрана (l= 20 мм) в эксплуатационных условиях проводили при следующих параметрах:

Температура, °C	
водопроводной воды	15–16
окружающего воздуха	20–21
газированной воды	8,1–8,2
Число порций, отпускаемых в минуту	5
Общая наработка при испытаниях, ч	120

Расход электроэнергии определяли однофазным электросчетчиком, а число порций газированной воды – счетчиком импульсов типа А-440.

Установлено, что в автомате АВ-2 с машинным отделением, имеющим экран, коэффициент рабочего времени и среднесуточный расход электроэнергии уменьшились на 8–10%.

На основании проведенного анализа и испытаний можно сформулировать некоторые рекомендации, реализация которых позволит повысить эффективность работы торгового холодильного оборудования с встроенными агрегатами:

наилучшим решением является установка агрегата, позволяющая организовать сквозное прямое движение воздуха;

облицовочные решетки машинного отделения следует выполнять так, чтобы их сечение составляло не менее 80% фронтальной поверхности конденсатора, а конструкция теплопередающей поверхности создавала эффект искусственной турбулизации потока воздуха перед конденсатором в целях интенсификации теплообмена;

для исключения рециркуляции теплого воздуха необходимо устанавливать по периметру фронта конденсатора сплошной экран шириной 10–25 мм;

учитывая, что в агрегатах холодопроизводительностью до 1250 Вт нагрев воздуха в конденсаторе составляет 2,5–8°C, разница температур воздуха на входе в машинное отделение и на выходе из него не должна превышать 10°C, в противном случае схема вентиляции должна быть пересмотрена;

при установке торгового холодильного оборудования в торговых залах расстояние между облицовочными решетками машинного отделения и стеной должно быть не менее 200 мм;

не следует размещать облицовочные решетки в торцевых стенках торгового холодильного оборудования, поскольку это оборудование может быть установлено в линию.

Учет этих факторов позволяет выполнить требование ГОСТ 23833–79 на торговое холодильное оборудование, которое заключается в том, чтобы температура воздуха на входе в воздушный конденсатор не превышала температуру окружающего воздуха более чем на 5°C.

Особое внимание следует уделять размещению торгового холодильного оборудования со встроенными холодильными агрегатами в торговом зале. Предпочтительнее их размещение вдоль стен, отделяющих торговый зал от подсобного помещения. При этом легче обеспечить подвод свежего воздуха к агрегатам.

6.2. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В КОНДЕНСАТОРАХ ЦЕНТРАЛИЗОВАННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Как отмечалось в гл. 3, в целях снижения затрат на систему приточно-вытяжной вентиляции внутри здания воздушные конденсаторы централизованных холодильных машин более выгодно размещать снаружи помещения, в основном на крыше здания.

Однако при работе в зимнее время года это требует искусственного снижения теплопередающей способности конденсатора, чтобы поддерживать стабильное давление, соответствующее температуре конденсации 35–40°С.

При этом используются следующие способы.

1. Регулирование частоты вращения вентилятора. Плавное регулирование частоты вращения вентилятора с помощью тиристорных двигателей применяют очень редко и только при небольшой установленной мощности (до 1 кВт). Чаще используют ступенчатое регулирование с переключением числа полюсов двигателей, например 25/12, 5 $с^{-1}$, 16/8 $с^{-1}$, или выключением отдельных двигателей вентиляторов в зависимости от давления в конденсаторе или от температуры воздуха.

2. Дросселирование потока воздуха на входе в конденсатор. Встроенная на пути движения потока воздуха жалюзийная заслонка дросселирует поток воздуха в зависимости от давления или температуры конденсации. Это довольно распространенный способ. Заслонка, однако, создает дополнительное гидравлическое сопротивление, преодоление которого трудно для низконапорного осевого вентилятора с пологой характеристикой, что приводит к снижению его КПД.

3. Изменение активной теплопередающей поверхности конденсатора путем его подтапливания. При максимальной тепловой нагрузке в конденсаторе почти нет жидкости и вся его теплообменная поверхность служит для конденсации. При пониженной тепловой нагрузке или низкой температуре воздуха встроенный в жидкостный трубопровод регулирующий клапан перекрывает поток жидкого хладагента, что приводит к подтапливанию такой части внутренней поверхности теплообмена, которая необходима для поддержания заданного давления конденсации. При этом способе необходимы использование ресивера большего объема, а также увеличение заправки системы хладагентом во избежание опустошения ресивера.

Обычно при необходимости эксплуатировать холодильную машину в течение всего года регулирование давления конденсации с помощью вентиляторов сочетают с одним из описанных выше способов. Большинство зарубежных фирм отдает предпочтение регулированию изменением частоты вращения вентилятора, так как по сравнению с другими способами он наиболее экономичен и обеспечивает относительно невысокий уровень шума. Трудности при эксплуатации таких систем возникают в

зимнее время при цикличной работе компрессоров, а также при первоначальном пуске их из "холодного" состояния.

При остановке одного или нескольких компрессоров и температуре наружного воздуха ниже температуры в испарителе хладагент перемещается к конденсатору как к самому холодному аппарату в установке. При последующем пуске давление в конденсаторе становится ниже давления в испарителе; при этом через терморегулирующий вентиль хладагент в испаритель не попадает и происходит падение давления на всасывании в компрессор.

Чтобы решить эту проблему, применяют специальное устройство пуска из "холодного" состояния (рис. 42). В устройстве предусмотрен изолированный вспомогательный ресивер *11* с электрообогревом, обеспечивающим поддержание температуры хладагента около 30°С.

При пуске машины электромагнитный вентиль *10* открывается. Накопленный во вспомогательном ресивере теплый хладагент попадает, минуя ТРВ, в испаритель, давление в котором повышается, благодаря чему создаются нормальные условия для работы компрессора. При этом становится возможным повысить давление в конденсаторе до заданной величины, при которой начинает эффективно работать клапан регулирования давления *2*.

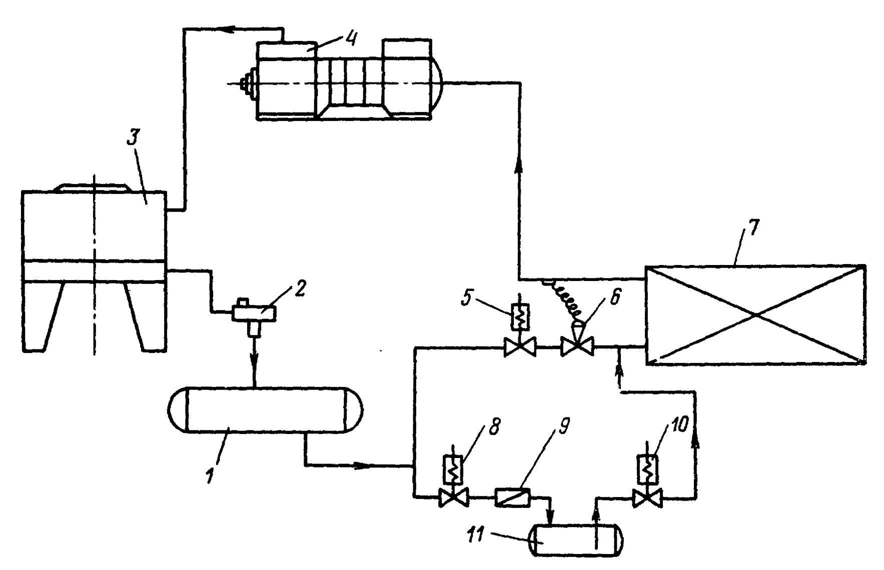


Рис. 42. Схема холодильной машины с устройством для пуска из холодного состояния:

1 – основной ресивер; *2* – клапан регулирования давления (подпора); *3* – конденсатор; *4* – компрессор; *5, 8, 10* – электромагнитные вентили; *6* – терморегулирующий вентиль; *7* – испаритель; *9* – обратный клапан; *11* – вспомогательный ресивер

Когда давление конденсации стабилизируется, вспомогательный ресивер *11* опустошается, электромагнитные вентили *8* и *10* закрываются, вентиль *5* открывается и жидкий хладагент из основного ресивера *1* поступает к терморегулирующему вентилю *6*, работающему в нормальном режиме.

Перед остановкой компрессора вентили *5* и *10* закрываются, а вентиль *8* открывается, жидкий хладагент из основного ресивера *1* поступает во вспомогательный ресивер *11* до тех пор, пока он не заполнится. Обратный клапан *9* препятствует обратному перетеканию жидкости. Основной ресивер *1* должен иметь объем, достаточный для обеспечения требуемого количества хладагента, используемого в целях регулирования подтопления конденсатора *3* и пуска машины из "холодного" состояния.

Трудности возникают и при пуске машины в жаркое летнее время из "отепленного" состояния либо при высокой тепловой нагрузке на испаритель. При этом увеличивается тепловая нагрузка на конденсатор, что может привести к перегрузке электродвигателя компрессора и превышению допустимого давления конденсации. Для предотвращения этого явления во всасывающий трубопровод встраивают регулятор давления всасывания, ограничивающий путем дросселирования повышение давления перед компрессором и тем самым препятствующий росту давления конденсации. Если в компрессоре предусмотрена система регулирования производительности, например электромагнитный отжим всасывающих клапанов, то она тоже может быть использована при повышении давления в конденсаторе до предельно допустимого значения. Другой возможностью является применение специальных терморегулирующих вентилей, которые остаются закрытыми до тех пор, пока давление в испарителе не станет ниже максимально допустимого значения.

Учитывая особую актуальность экономии водопроводной воды в условиях такого большого города, как Москва, Московским специализированным комбинатом холодильного оборудования (МСКХО) разработана, испытана и внедрена оригинальная схема автоматического управления работой выносного воздушного конденсатора в зимнее время [2].

В схеме МСКХО применены электромагнитные вентили, управляемые реле давления (рис. 43).

При работе машины в теплое время года, когда температура наружного воздуха достаточно высока (выше 20°С) и давление конденсации более 0,68 МПа (при работе на R12), электромагнитный вентиль *7* закрыт, а вентиль *6* открыт и вентилятор *2* работает как обычно, включаясь и выключаясь в зависимости от режима работы компрессоров.

При понижении температуры наружного воздуха ночью и в осенне-весеннее время и соответствующем уменьшении давления конденсации

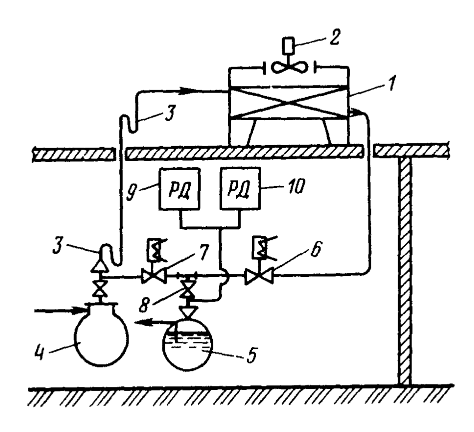


Рис. 43. Схема с вынесенным (крышным) конденсатором, предложенная МСКХО:

1 – воздушный конденсатор; *2* – вентилятор; *3* – маслоподъемные петли; *4* – компрессор; *5* – ресивер; *6, 7* – электромагнитные вентили; *8* – обратный клапан; *9* – реле давления, управляющее вентилями *6* и *7*; *10* – реле давления, управляющее вентилятором *2*

до 0,68 МПа ($t_к \approx 25°C$) реле давления *10* будет отключать вентилятор конденсатора. Вентилятор включится вновь при повышении давления конденсации до 0,88 МПа ($t_к \approx 35°C$). Вентили *6* и *7* при этом находятся в прежнем положении.

В холодное время года, когда при выключенном вентиляторе *2* давление конденсации будет понижаться до 0,53 МПа ($t_к \approx 15{\div}20°C$), реле давления *9* дает команду на закрытие вентиля *6* и открытие вентиля *7*. Это приведет к подтапливанию конденсатора жидким хладагентом и одновременному нагнетанию компрессором части перегретого пара непосредственно в ресивер. Давление в конденсаторе и ресивере при этом будет увеличиваться, и при достижении 0,73 МПа ($t_к \approx 30°C$) реле давления *9* дает сигнал на открытие вентиля *6* и закрытие вентиля *7*. Подтапливание конденсатора прекращается, и установка работает как обычно, но с выключенным вентилятором, который может включиться лишь при повышении давления конденсации до 0,88 МПа.

Проведенные в МСКХО эксплуатационные испытания холодильной машины производительностью 7 кВт с вынесенным воздушным конденсатором КВ-30, автоматизированной по описанной схеме, подтвердили ее работоспособность. Результаты проведенного авторами [2] анализа ежегодных затрат на эксплуатацию парка холодильных машин в магазинах типа "Универсам" в Москве с различными способами охлаждения конденсаторов приведены ниже.

Охлаждение конденсатора	Годовые эксплуатационные расходы
Проточной водой из водопроводной сети	1,0 (условная величина)
Водой из системы оборотного водоснабжения (охлаждаемой в градирне)	0,76

Воздухом	
воздушный конденсатор в составе агрегата	0,6
выносной воздушный конденсатор	0,35

Отметим также, что в районах с сильными ветрами необходимо предусматривать в конструкции выносных конденсаторов ветровые отражатели или располагать конденсаторы горизонтально, осуществляя вертикальную продувку воздухом.

В целях снижения допустимого падения холодопроизводительности компрессора до минимального (10%) из-за гидравлических потерь в трубопроводах (10%) расстояние между компрессором и выносным конденсатором в агрегатах холодопроизводительностью 5–20 кВт не должно превышать 30–40 м.

6.3. УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ, ОТВОДИМОЙ ВОЗДУШНЫМИ КОНДЕНСАТОРАМИ

В последние годы за рубежом полезное использование теплоты, отводимой холодильными машинами в окружающую среду, является предметом ряда исследований и разработок [29, 69, 81].

Утилизация теплоты уже много лет широко применяется в теплоэнергетике (подогреватели питательной воды, экономайзеры, воздухоподогреватели, газотурбинные регенераторы и т. д.), но в холодильной технике ей уделяется еще недостаточное внимание. Это можно объяснить тем, что обычно сбрасывается теплота низкого потенциала (при температуре ниже 100°С), поэтому для ее использования необходимо вводить в холодильную систему дополнительные теплообменники и приборы автоматики, что усложняет ее. При этом холодильная система становится более чувствительной к изменению внешних параметров.

В связи с энергетической проблемой в настоящее время проектировщики, в том числе и холодильного оборудования, вынуждены более внимательно анализировать традиционные системы в поисках новых схем с регенерацией теплоты конденсации [49].

Если холодильная установка имеет воздушный конденсатор, то, как это будет показано ниже, можно использовать нагретый воздух непосредственно после конденсатора для обогрева помещений. Можно полезно использовать и теплоту перегретых паров хладагента после компрессора, имеющих более высокий температурный потенциал.

Впервые схемы утилизации теплоты были разработаны европейскими фирмами, так как в Европе сложились более высокие цены на электроэнергию в сравнении с ценами в США.

Комплектное холодильное оборудование фирмы "Костан" (Италия), разработанное в последние годы, с системой утилизации теплоты воздушных конденсаторов применяется для отопления торгового зала

магазинов типа "Универсам". Такие системы позволяют сократить общее энергопотребление в магазине на 20–30%.

Основная цель – использование максимально возможного количества теплоты, выделяемой холодильной машиной в окружающую среду. Теплота передается либо непосредственно потоком теплого воздуха после конденсатора в торговый зал магазина во время отопительного сезона, либо в дополнительный теплообменник-аккумулятор (теплота перегретых паров хладагента) для получения теплой воды, которая используется для технологических нужд в течение всего года.

Опыт эксплуатации систем по первой схеме в США [38] показал, что они просты в обслуживании, но сравнительно громоздки, использование их связано с необходимостью установки дополнительных вентиляторов для перемещения большого количества воздуха и воздушных фильтров, что в конечном итоге приводит к росту приведенных затрат. Учитывая это, предпочтение отдают более сложным схемам, несмотря на то, что их реализация усложняет эксплуатацию [74].

Данные, характерные для централизованного хладоснабжения магазинов типа "Универсам" в США при холодопроизводительности холодильной машины от 6 до 20 кВт [38], приведены в табл. 70.

Таблица 70

Количество теплоты, выделяемой холодильной машиной (воздухом, нагреваемым в конденсаторе)

Хладагент	Температура кипения, °С	Общее количество теплоты, кВт
R12	–6	10,0–40,7
	–12,2	7,2–37,5
R502	–31,7	11,4–27,8
	–37,2	9,1–23,3

Этого количества теплоты достаточно для создания комфортных условий в магазине в течение всего отопительного сезона, за исключением самых холодных дней.

Наиболее простой схемой с теплообменником-аккумулятором [74] является схема с последовательным соединением конденсатора и аккумулятора (рис. 44). Эта схема работает следующим образом. При температурах воды на входе в теплообменник-аккумулятор *2* t_w и окружающего воздуха $t_{о.в}$, равных 10°С, температура конденсации $t_к$ составляет ≈ 20°С. В течение короткого времени (например, в течение ночи) вода в аккумуляторе нагревается до 50°С, а $t_к$ повышается до 30°С. Объясняется это тем, что общая производительность конденсатора и аккумулятора понижается, так как при нагреве воды уменьшается первоначальный температурный напор в аккумуляторе.

Повышение $t_к$ на 10°С вполне допустимо, однако при неблагоприят-

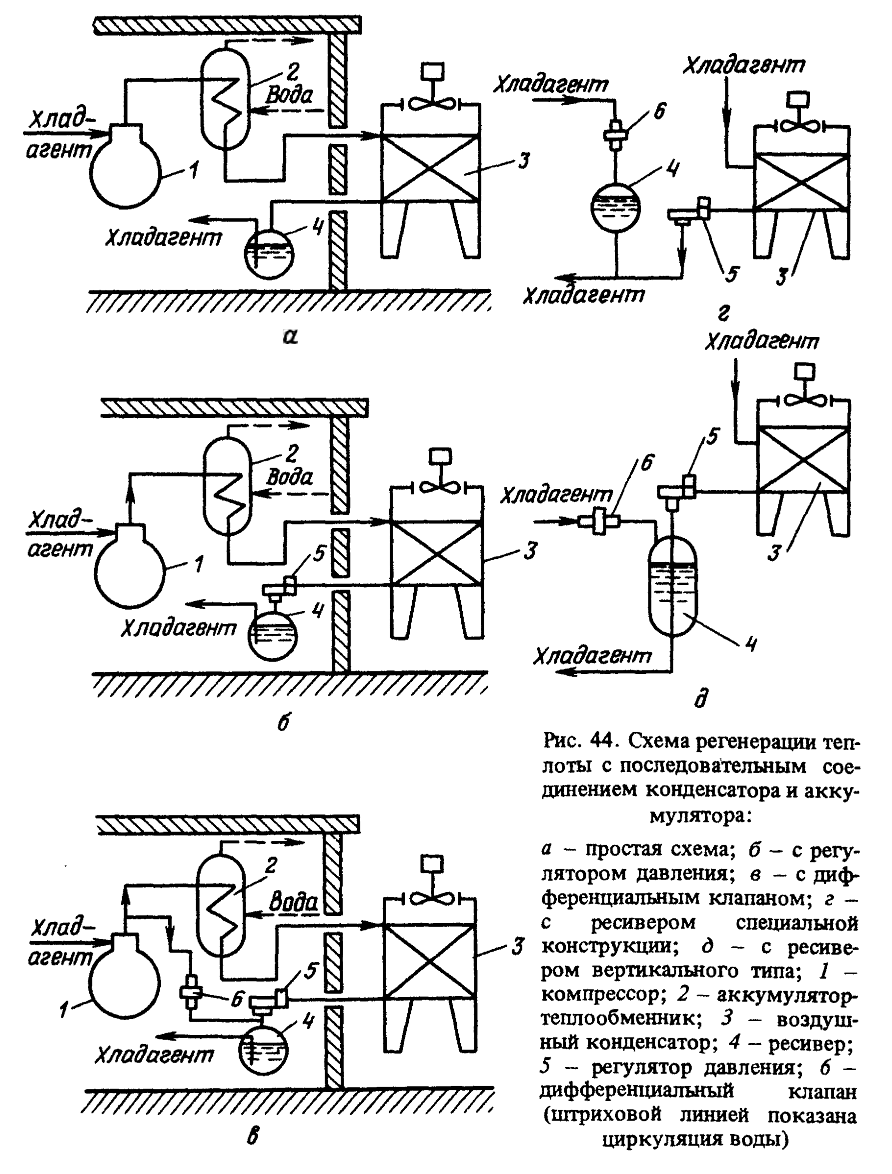


Рис. 44. Схема регенерации теплоты с последовательным соединением конденсатора и аккумулятора:

а – простая схема; *б* – с регулятором давления; *в* – с дифференциальным клапаном; *г* – с ресивером специальной конструкции; *д* – с ресивером вертикального типа; *1* – компрессор; *2* – аккумулятор-теплообменник; *3* – воздушный конденсатор; *4* – ресивер; *5* – регулятор давления; *6* – дифференциальный клапан (штриховой линией показана циркуляция воды)

ных сочетаниях высокой температуры $t_{о.в}$ и малого потребления воды может наблюдаться и более значительное повышение температуры конденсации. Эта схема имеет следующие недостатки при эксплуатации: колебания давления конденсации; периодическое значительное понижение давления в ресивере, которое приводит к нарушению питания

испарителя жидкостью; возможное обратное перетекание жидкости в воздушный конденсатор во время остановки компрессора, когда $t_{о.в}$ значительно ниже температуры в ресивере.

Установка регулятора давления конденсации *5* (рис. 44, *б*) позволяет предотвращать обратное перетекание конденсата из ресивера в воздушный конденсатор, а также поддерживать необходимое давление конденсации, например, соответствующее $t_к = 25°C$.

При повышении t_w до 50°С и $t_{о.в}$ до 25°С регулятор давления *5* полностью открывается, при этом падение давления в нем не превышает 0,001 МПа.

Если t_w и $t_{о.в}$ снижаются до 10°С, то регулятор давления закрывается и внутренняя полость воздушного конденсатора, а также часть змеевика теплообменника-аккумулятора заполняются жидкостью. При повышении $t_к$ до 25°С регулятор давления вновь открывается и жидкость из воздушного конденсатора выходит переохлажденной. Давление над поверхностью жидкости в ресивере будет равно давлению конденсации минус падение давления в регуляторе *5*, причем давление в ресивере может стать настолько низким (например, соответствовать $t_к \approx 15°C$), что жидкость перед подачей к регулирующему вентилю не будет переохлажденной. В этом случае необходимо ввести в схему регенеративный теплообменник.

Для поддержания давления в ресивере в схему также вводится дифференциальный клапан *6* (рис. 44, *в*). При $t_{о.в} = 20°C$ и $t_w = 40°C$ дифференциальный клапан закрыт, падение давления в трубопроводах воздушного конденсатора, теплообменника-аккумулятора и регулятора давления *5* незначительно.

При понижении $t_{о.в}$ до 0°С, а t_w до 10°С жидкость перед регулятором давления *5* будет иметь температуру примерно 10°С. Падение давления в регуляторе давления *5* станет значительным, откроется дифференциальный клапан *6* и горячий пар будет поступать в ресивер.

Однако и это полностью не исключает проблемы отсутствия переохлаждения жидкости в ресивере. Необходимы обязательная установка регенеративного теплообменника либо использование ресивера специальной конструкции (рис. 44, *г*). В этом случае холодная жидкость из конденсатора направляется непосредственно в жидкостный трубопровод. Такого же эффекта можно достигнуть установкой вертикального ресивера (рис. 44, *д*), в котором более холодная жидкость опускается на дно, а горячий пар поступает в верхнюю часть.

Расположение регулятора давления *5* в схеме между теплообменником-аккумулятором и воздушным конденсатором (рис. 45) предпочтительно по следующим причинам: зимой может потребоваться много времени на достижение необходимого давления конденсации; в компрессорно-конденсаторном агрегате редко бывает достаточной длина трубопровода между конденсатором и ресивером; в существующих установ-

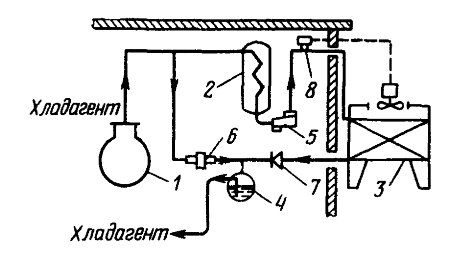


Рис. 45. Схема установки регулятора давления:

1 – компрессор; *2* – аккумулятор-теплообменник; *3* – конденсатор; *4* – ресивер; *5* – регулятор давления; *6* – дифференциальный клапан; *7* – обратный клапан; *8* – реле давления, управляющее вентилятором

ках необходимо отключать сливной трубопровод, чтобы встроить теплообменник-аккумулятор. По этой схеме устанавливается и обратный клапан *7*.

Разработаны [74] схемы с параллельным соединением воздушных конденсаторов для поддержания в одном помещении температуры 20°С, а в другом, где часто открываются зимой двери, – 10°С. Такие схемы также требуют установки регуляторов давления и дифференциальных клапанов (рис. 46).

Параллельно включенные конденсаторы с утилизацией теплоты в летнее время обычно не работают, и давление в них несколько ниже, чем в основном конденсаторе. Вследствие неплотного закрытия соленоидных и обратных клапанов возможны рециркуляция жидкости и заполнение конденсатора-утилизатора. Во избежание этого в схеме предусматривают байпасный трубопровод (рис. 46, *б*), через который периодически включается конденсатор с утилизацией теплоты по сигналу реле времени *12*.

Колебания тепловой нагрузки основного конденсатора и конденсаторов с утилизацией теплоты связаны с необходимостью использования в таких схемах ресивера большей вместимости, чем в холодильных машинах без утилизации теплоты, либо установки дополнительного ресивера параллельно первому, что заставляет увеличивать количество хладагента для заправки системы.

Анализ [69] различных схем утилизации теплоты с использованием стандартных теплообменников коаксиального типа (труба в трубе) при полной конденсации в них и использовании лишь теплоты перегрева паров показывает, что установка работает экономичнее при полной конденсации в регенераторе теплоты лишь при непрерывном и стабильном использовании теплой воды.

Эффективность использования теплоты, отводимой воздушными конденсаторами холодильной машины, для получения теплой воды рассматривается в [81]. Холодильная машина работает по двум циклам (с температурой кипения –10°С и разными температурами конденсации 35 и 55°С). В качестве регенератора теплоты используется дополнительный противоточный водяной теплообменник, передающий теплоту перегрева паров хладагента при температурном напоре 5°С. При

холодопроизводительности компрессора 10 кВт и потребляемой мощности 2,1 кВт ($t_к$ = 35°С) в основном конденсаторе можно нагреть воду (при расходе ее 0,012 кг/с) с 10 до 30°С, а затем в регенераторе повысить температуру воды с 30 до 65°С.

В цикле с $t_к$ = 55°С при холодопроизводительности 10 кВт и потребляемой мощности 3,5 кВт в основном конденсаторе воды (при

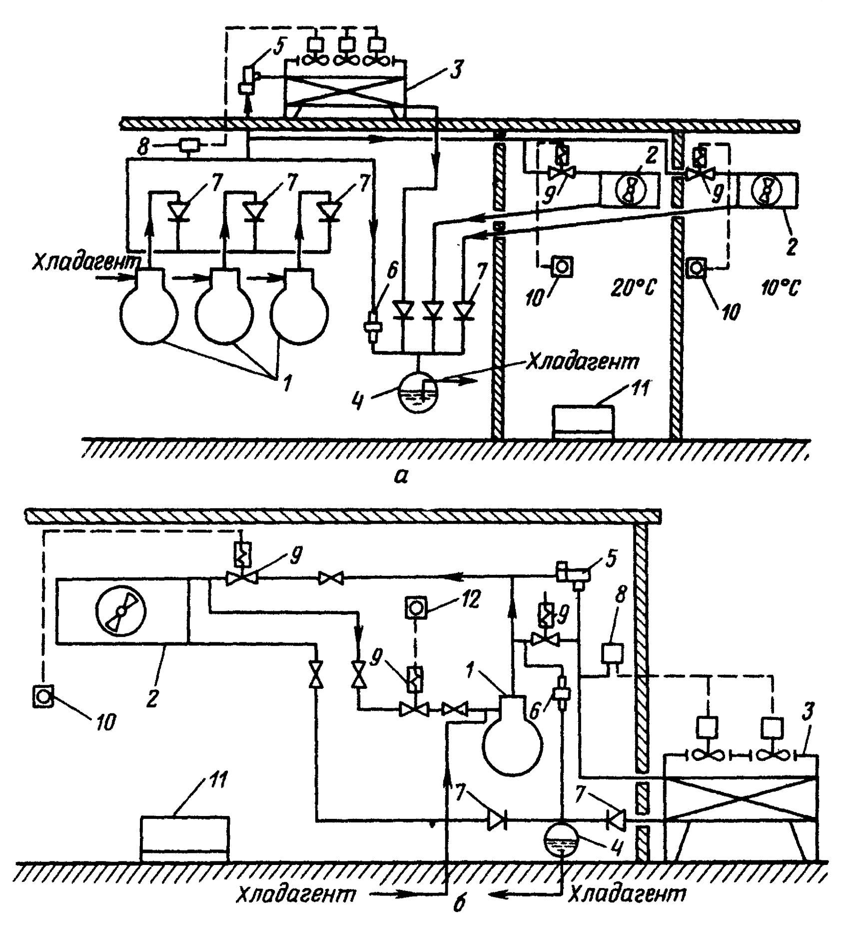


Рис. 46. Схемы регенерации теплоты при параллельном включении воздушных конденсаторов:

а – с двумя конденсаторами, обеспечивающими поддержание разных температур воздуха; *б* – схема с байпасным трубопроводом; *1* – компрессоры; *2* – воздушные конденсаторы с утилизацией теплоты; *3* – основной воздушный конденсатор; *4* – ресивер; *5* – регулятор давления; *6* – дифференциальный клапан; *7* – обратный клапан; *8* – реле давления, управляющее вентилятором; *9* – электромагнитный вентиль; *10* – реле температуры; *11* – дополнительный радиатор отопления; *12* – реле времени

расходе 0,05 кг/с) нагревается с 10 до 50°С, и затем в дополнительном теплообменнике-регенераторе вода (при расходе 0,017 кг/с) нагревается с 50 до 91°С. В первом случае полезно используется 13,7%, во втором – 52% всей подводимой энергии.

Во всех случаях при выборе системы утилизации теплоты холодильной машины необходимо определить следующее:

холодопроизводительность компрессора и тепловую нагрузку на конденсатор;

режим работы холодильной машины в летний и зимний периоды;

возможность использования утилизированной теплоты;

взаимосвязь между необходимой теплотой для обогрева помещения и нагрева воды;

требуемую температуру теплой воды и расход ее по времени;

надежность работы холодильной машины в режиме получения холода.

Опыт эксплуатации систем утилизации теплоты за рубежом [38] показывает, что первоначальные капитальные затраты на такую систему в крупных магазинах окупаются в течение 5 лет, поэтому внедрение их экономически целесообразно.

6.4. ВЛИЯНИЕ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ НА РАБОТУ КОНДЕНСАТОРОВ

Состояние окружающей среды, связанное с климатическими и погодными условиями, характеризуется следующими основными параметрами: температурой, атмосферным давлением, влажностью и запыленностью. Значения перечисленных параметров могут существенно меняться в зависимости от времени года и суток.

Для торгового холодильного оборудования со встроенными агрегатами в соответствии с ГОСТ 23833–79 предусматриваются пределы изменения температуры окружающего воздуха 12–40°С и относительной влажности 40–80%. Для выносных конденсаторов диапазон температур окружающего воздуха значительно шире – порядка –30 ÷ +45°С, а максимальная относительная влажность может достигать 95%.

Снижение атмосферного давления, как отмечалось ранее, приводит к уменьшению плотности воздуха, соответственно понижаются производительность вентилятора и коэффициент теплопередачи конденсатора. Расчеты показывают, что влияние давления невелико, так как снижение коэффициента теплоотдачи при этом будет порядка 1,5–2%. Значительно больше влияние температуры воздуха. В диапазоне –40 ÷ +50°С плотность воздуха изменяется примерно в 1,5 раза, теплопроводность и вязкость – в 1,3–1,4 раза, теплоемкость практически не меняется [6].

При этом коэффициент теплопередачи уменьшается на 6–8%.

Во встроенных холодильных агрегатах нагрев воздуха в конденсато-

ре составляет 4–8°С, а изменение влажности воздуха может привести к снижению коэффициента теплоотдачи не более чем на 0,5–0,7%.

В то же время при эксплуатации выносных конденсаторов осадки в виде дождя, тумана, снега и т. д. вызывают дополнительное повышение коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха из-за испарения капель. Влияние ветра становится заметным при скоростях потока воздуха свыше 1,5–2,5 м/с.

Наиболее существенным фактором, приводящим на практике к снижению теплопередающей способности конденсатора во время эксплуатации, является запыленность воздуха. Для конденсаторов малых холодильных машин этот вопрос еще практически не изучен. По аналогии с автотранспортными радиаторами [8] можно отметить следующее.

В загрязненном конденсаторе к снижению коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха приводят следующие причины:

отложение слоя загрязнения, имеющего высокое тепловое сопротивление;

снижение скорости воздуха, а иногда даже прекращение его поступления в те или иные каналы из-за их полной закупорки (чаще всего на начальном участке);

изменение характера течения потока воздуха по каналам наружной поверхности из-за местных (локальных) отложений.

Перечисленные факторы обычно встречаются в совокупности, обусловливая интегральный отрицательный эффект.

Физико-механические свойства загрязненной воздушной среды [8] зависят от ее запыленности, дисперсного (или фракционного) состава примесей и их физико-химических свойств (плотности, формы, размеров, теплопроводности и т. д.). Запыленность воздуха определяется массой частиц, содержащихся в единице объема воздуха. Обычно в торговых залах магазинов запыленность составляет 0,5–1 г/м^3.

Исследования автотракторных радиаторов [8] показывают, что при запыленности мелкоструктурной пылью в течение первого периода работы происходит снижение средней скорости воздуха, а затем (через 8–10 ч) она устанавливается практически на одном уровне. Такие фракции пыли склонны к прилипанию на сухой поверхности, и поэтому в зонах с малой скоростью (на задних стенках труб) создаются благоприятные условия для их осаждения. В последующем по мере роста толщины слоя осадка его наружная поверхность становится все более доступной для ударов крупных частиц пыли, движущихся в направлении основного потока.

В дальнейшем наступает динамическое равновесие между процессом осаждения пыли и процессом разрушения осевшего слоя.

Интенсивность загрязнения конденсаторов зависит от скорости воздуха перед фронтом. При скоростях воздуха 2–5 м/с процесс ста-

билизации толщины слоя загрязнения наступает примерно через 10–20 ч. При шахматном расположении труб удельная загрязненность (масса осевшей пыли, отнесенная к площади наружной поверхности) примерно в 2 раза ниже, чем при коридорном. Это объясняется тем [8], что при коридорном расположении труб происходит более интенсивное отложение тонких фракций пыли в промежутках между трубками в продольных рядах, где имеются застойные области. При шахматном расположении задние стенки трубок обдуваются диагональными потоками воздуха, а их передние стенки – потоком, выходящим из воздушного канала, образованного трубками предыдущего поперечного ряда.

По аналогии с автомобильными радиаторами [8] прогрессивными путями снижения загрязнений в конденсаторах следует считать: использование поверхностей охлаждения, имеющих щелевую (а не решетчатую) структуру; применение достаточно больших проходных сечений эквивалентным диаметром не менее 4 мм.

Хотя для повышения теплотехнических показателей конденсаторов желательно уменьшать размеры воздушных каналов, существует определенный предел, ниже которого происходит чрезмерное, быстрое загрязнение конденсатора крупноструктурными фракциями. Например, для автотракторных радиаторов [8] минимальный шаг ребер может составлять 1,6–1,7 мм, для радиаторов сельхозмашин – 2,5–3,2 мм.

С учетом вышеизложенного в целях сохранения стабильных характеристик при эксплуатации расчетную поверхность конденсатора необходимо увеличивать на 8–10%.

Рекомендуемая периодичность очистки поверхности конденсаторов агрегатов холодопроизводительностью до 1,25 кВт не менее 1 раза в 2–3 мес. Конденсатор очищают волосяной щеткой от пыли и промывают теплой водой температурой не выше 50°С. Иногда при сильном загрязнении используют водный 3–5%-ный раствор кальцинированной соды.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Результаты теплотехнических испытаний холодильных агрегатов

Тип агрегата	Холодопроизводительность в номинальном режиме, кВт	Потребляемая мощность, кВт	Удельная холодопроизводительность	Разность температур $(t_к - t_{о.в})$, °С	Корректированный уровень звуковой мощности, дБ А
ФАК-1,1Е	1,316	0,732	1,79	11,2	71
ФАК-1,5М3	1,744	1,035	1,685	15,5	72,5
ВСэ800 (2)	0,842	0,471	1,78	10,1	69
ВСэ1250 (2)	1,324	0,75	1,76	9,6	72
ВС500	0,526	0,287	1,83	8,4	69
ВС630	0,663	0,382	1,74	9,8	69,5
ВС800	0,787	0,408	1,93	10,2	69,5
ВС800 (2)	0,815	0,431	1,89	9,7	71
ВС1250	1,196	0,627	1,91	12,2	70,5
ВВ1000	1,057	0,401	2,64	10,3	69,5
ВН250	0,271	0,248	1,09	5,1	68
ВН400	0,419	0,427	0,98	4,9	69,5
ВН630	0,702	0,542	1,3	6,3	74
ВСр315 1 (2)	0,345	0,219	1,58	11,2	67
ВСр400 1Б	0,433	0,269	1,61	9,2	66
ВСр500 1 (2)	0,513	0,309	1,66	10,5	69
ВСр630 1 (2)	0,633	0,388	1,63	12,6	69
ВВр1000 1 (2)	0,979	0,440	2,23	13,0	69
ВВр1250 1 (2)	1,196	0,509	2,35	14,2	69
ВС400 (2)	0,405	0,250	1,62	9	60
ВС500 (2)	0,53	0,290	1,83	10	60
ВС630 (2)	0,645	0,350	1,84	10	62
ВН315 (2)	0,325	0,325	1,0	7	68
ВН400 (2)	0,410	0,37	1,11	7	67
ВН630 (2)	0,64	0,55	1,16	10	69

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андрачников Е. И., Каплан Л. Г., Бартеньев О. А. Испытания холодильной установки с централизованным воздушным конденсатором. – Холодильная техника, 1976, № 5, с. 13–16.

2. Андрачников Е. И., Каплан Л. Г., Пржетишевский Ю. Б. Эффективность использования выносных автоматизированных воздушных конденсаторов в холодильных машинах. – Холодильная техника, 1984, № 11, с. 5–11.

3. Андреев Л. М., Кузнецов Д. А., Симоненко А. П. Теплообменные аппараты из алюминиевых сплавов для судовых систем кондиционирования воздуха. – Холодильная техника, 1977, № 12, с. 23–28.

4. Берглес С. А. Интенсификация теплообмена. – В кн.: Теплообмен. Достижения. Проблемы. Перспективы: перевод с английского/ под ред. Б. С. Петухова. М., 1981, с. 145–192.

5. Березников Ю. И. Современные процессы пайки алюминиевых конструкций. – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1978. – 62 с.

6. Богданов С. Н., Иванов О. П., Куприянова А. В. Холодильная техника. Свойства веществ. – Агропромиздат, 1985. – 208 с.

7. Брусиловский И. В. Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов ЦАГИ. – М.: Недра, 1978. – 275 с.

8. Бурков В. В., Индейкин А. И. Автотракторные радиаторы. – Л.: Машиностроение, 1978. – 215 с.

9. Влияние неравномерности поля скоростей воздуха по фронту конденсатора на работу холодильного агрегата/ [С. Р. Гопин, В. А. Тихомиров, В. А. Рогова и др.]. – Холодильная техника, 1979, № 4, с. 25–29.

10. Воронин Г. И., Дубровский Е. В. Эффективные теплообменники. – М.: Машиностроение, 1973. – 96 с.

11. Гоголин А. А. О наружном теплообмене пластинчатых поверхностей. – Холодильная техника, 1969, № 12, с. 11–16.

12. Гопин С. Р. Экспериментальное исследование теплообмена при конденсации фреонов на пластинчато-ребристых поверхностях. Автореферат дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. – М.: МИХМ, 1975. – 18 с.

13. Гопин С. Р. Эффективность применения паяльных медных паст с целью снижения термического сопротивления оребрения воздушных конденсаторов малых холодильных машин. Тезисы докладов на научно-техн. семинаре "Повышение качества и эффективности сварочного производства на предприятиях г. Москвы". – М.: МДНТП, 1983, с. 20–21.

14. Гухман А. А., Кирников В. А. К вопросу интенсификации конвективного теплообмена. – В кн.: Тепломассообмен-6. Материалы 6-й Всесоюзной конференции по тепломассообмену. Минск, 1980, т. I, ч. 1, с. 55–66.

15. Данилова Г. Н., Иванов О. П., Барило В. Н. Испытания фреоновых пластинчато-ребристых конденсаторов с воздушным охлаждением. – Холодильная техника, 1974, № 11, с. 20–24.

16. Дискин М. Е. Определение коэффициента теплопередачи радиатора с учетом качества пайки охлаждающих ребер. – В кн.: Вопросы расчета, конструирование и исследование автомобилей. М., 1971, вып. 4, с. 16–27.

17. Дискин М. Е. Аэродинамическое сопротивление автомобильных трубчато-ленточных радиаторов. – В кн.: Вопросы расчета, конструирование и исследование автомобилей. М., 1973, вып. 5, с. 21–26.

18. Дубровский Е. В. Интенсификация конвективного теплообмена в пластинчато-ребристых теплообменных поверхностях. – М.: Известия АН СССР, сер. Энергетика и транспорт, 1976, № 6, с. 116–127.

19. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках. – М.: Наука, 1982. – 472 с.

20. Зеликовский И. Х. Справочник по теплообменным аппаратам малых холодильных машин. – М.: Пищевая промышленность, 1973. – 176 с.
21. Зеликовский И. Х., Каплан Л. Г. Малые холодильные машины и установки. – М.: Пищевая промышленность, 1978, т. I. – 416 с.
22. Зеликовский И. Х. Новые герметичные средне- и низкотемпературные агрегаты холодопроизводительностью от 315 до 630 Вт. – Холодильная техника, 1980, № 11, с. 12–17.
23. Иванов О. П., Мамченко В. О. Теплообмен и гидравлическое сопротивление при конденсации холодильных агентов в узких вертикальных каналах. – Холодильная техника, 1973, № 6, с. 23–28.
24. Иванов О. П. Конденсаторы и водоохлаждающие устройства. – Л.: Машиностроение, 1980. – 165 с.
25. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин/под ред. А. А. Гоголина. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 224 с.
26. Изготовление алюминиевых испарителей. – Автомобильная промышленность США, 1972, № 12, с. 10–11.
27. Иоффе Д. М. Аэродинамическое сопротивление трубчатых теплообменников с пластинчатыми ребрами. – Холодильная техника, 1973, № 2, с. 18–21.
28. Иоффе Д. М. Тепловой расчет и вопросы оптимизации воздушных конденсаторов. Совершенствование малых холодильных машин. – М.: ВНИХИ, 1976, с. 49–54.
29. Использование тепла конденсации в холодильных машинах/[В. М. Шавра, С. Р. Гопин, В. А. Соболев и др.]. – Холодильная техника, 1983, № 6, с. 57–59.
30. Калинин Э. К., Дрейцер Г. А. Современные проблемы интенсификации теплообмена. – В кн.: Повышение эффективности теплообмена в энергетическом оборудовании. Л., 1981, с. 5–21.
31. Калнинь И. М., Сутырина Т. М. Проектирование конденсаторов воздушного охлаждения с помощью ЭВМ. – Холодильная техника, 1978, № 11, с. 9–14.
32. Кан К. Д. К расчету конденсаторов воздушного охлаждения большой производительности. – Холодильная техника, 1974, № 5, с. 23–28.
33. Кирпиков В. А. Сравнительная оценка эффективных конвективных поверхностей теплообмена. – М.: Экспресс-информация, сер. Х. М. – 6, ЦИНТИхимнефтемаш, 1981, № 1, с. 19.
34. Кирпиков В. А., Ельчинов В. П. Влияние протяженности секций и диаметра перфорации на эффективность угловой перфорированной насадки. – Теплоэнергетика, 1981, № 2, с. 49–54.
35. Кирпичев М. В. О наивыгоднейшей форме поверхности нагрева. – Известия энергетического института, 1944, т. 12, с. 5–9.
36. Кэйс В. М., Лондон А. Л. Компактные теплообменники. – М.: Госэнергоиздат, 1962. – 132 с.
37. Лебедь Н. Г., Лобов И. В., Гимпель Р. М. К вопросу об аэродинамическом совершенствовании трубчато-пластинчатых поверхностей теплообмена. – В сб. трудов Николаевского кораблестроительного института. Николаев, 1975, вып. 84, с. 136–141.
38. Ленгли Б. К. Холодильная техника и кондиционирование воздуха. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. – 476 с.
39. Миропольский З. Л., Шнеерова Р. И., Трепутнев В. В. Исследование теплоотдачи при конденсации пара, движущегося в кольцевом канале с продольными и винтовыми ребрами. – Промышленная теплотехника, 1980, № 3, с. 42–45.
40. Низкотемпературный герметичный холодильный агрегат с листопрокатным конденсатором/[С. Р. Гопин, В. А. Тихомиров, В. М. Шавра и др.]. – Холодильная техника, 1978, № 7, с. 14–17.
41. Новый вентилятор для малых холодильных машин/[А. Н. Шерстюк, В. М. Шавра, С. Р. Гопин и др.]. – Холодильная техника, 1982, № 5, с. 8–10.

42. О перспективах применения пластинчато-ребристых аппаратов для холодильных машин/[И. М. Калнинь, Т. М. Сутырина, Г. С. Антоненко и др.]. – Холодильная техника, 1974, № 8, с. 10–15.
43. О рациональном типе конденсаторов водяного охлаждения/[А. А. Гоголин, Н. М. Медникова, Л. Е. Медовар и др.]. – Холодильная техника, 1973, № 8, с. 31–36.
44. Применение воздушных конденсаторов в системах централизованного хладоснабжения магазинов типа "Универсам"/[В. М. Шавра, С. Р. Гопин, В. А. Соболев и др.]. – Холодильная техника, 1982, № 8, с. 57–61.
45. Прогнозирование характеристик малых холодильных агрегатов/[В. М. Шавра, С. Р. Гопин, С. Н. Громоздин и др.]. – Холодильная техника, 1982, № 3, с. 18–21.
46. Прозорова Т. В., Сутырина Т. М. Современное состояние и перспективы развития конденсаторов с воздушным охлаждением для холодильных машин. – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1981. – 74 с.
47. Роял Я., Берглес А. Интенсификация конденсации в горизонтальных трубах с помощью вставок из скрученной ленты и внутреннего оребрения. Труды Американского общества инженеров-механиков. Теплопередача. – М.: Мир, 1978, № 1, с. 42–52.
48. Сутырина Т. М., Прозорова Т. В. Исследование наружной теплоотдачи и аэродинамического сопротивления конденсаторов с гофрированным просечным оребрением. – Холодильная техника, 1983, № 9, с. 24–31.
49. Таборек Д. Проектирование теплообменников. – В кн.: Теплообмен. Достижение. Проблемы. Перспективы. М., 1981, с. 265–307.
50. Тенденции конструирования воздушных конденсаторов малых холодильных машин/[В. М. Шавра, С. Р. Гопин, С. Н. Громоздин и др.]. – Холодильная техника, 1982, № 7, с. 54–58.
51. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров. – М.: Атомиздат, 1979. – 210 с.
52. Френкель В. А. Конденсаторы со свободным движением воздуха. – Холодильная техника, 1973, № 1, с. 58–64.
53. Шавра В. М., Гопин С. Р. Выбор рациональной системы размещения агрегата в торговом холодильном оборудовании. – Холодильная техника, 1982, № 10, с. 25–28.
54. Шавра В. М., Гопин С. Р. Пути интенсификации внутреннего теплообмена в воздушных конденсаторах малых холодильных машин. – Холодильная техника, 1983, № 8, с. 37–43.
55. Шавра В. М., Гопин С. Р. Теплообмен и гидравлическое сопротивление при конденсации холодильных агентов в змеевиках из плоскоовальных труб. Тезисы докладов на Всесоюзном семинаре "Использование искусственного холода для сокращения потерь пищевых продуктов – важное средство в решении Продовольственной программы страны". – М., 1983, 61 с.
56. Шавра В. М., Гопин С. Р. Сравнение и выбор воздушных конденсаторов малых холодильных машин. – Холодильная техника, 1983, № 12, с. 18–22.
57. Шавра В. М., Гопин С. Р., Клюев В. И. Пути интенсификации наружного теплообмена в воздушных конденсаторах малых холодильных машин. – Холодильная техника, 1984, № 6, с. 32–38.
58. Экспериментальное исследование теплоотдачи и гидравлического сопротивления пластинчато-ребристых поверхностей теплообмена/[В. А. Васютин, И. Н. Журавлева, И. П. Усюкин и др.]. – В кн.: Техника низких температур. М., Внешторгиздат, 1975, с. 100–112.
59. Якобсон В. Б. Исследование воздушных конденсаторов малой производительности. – Холодильная техника, 1975, № 10, с. 22–26.
60. Якобсон В. Б. Малые холодильные машины. – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 367 с.

61. Air Conditioning Heating and Refrigeration News, 1966, No. 12, pp. 28–29.

62. Arai N., Fuku Shima T., Arai A. – ASHRAE Trans., 83, P6.2, 1977, pp.58–70.

63. Box G.E.P., Cox D.R – J. of the Rojol Statistical Society, 1964, vol. 26, pp. 82–88.

64. Borchman I. Zum Wärmeübergang und Drukverlust bei der Kondensation Strömende Stattdampfe in Ringshalten. – Karlsruhe, 1965, S. 18–24.

65. Braun A. – Die Kälte und Klomatechnik, 1979, No. 10, S. 494–498.

66. Cavallini A., Zecchin R. High velosity condensation of organic refrigerants inside tubes. – Proccedings of the XIIIth Congress of Refrigeration, vol. 2, 1973, pp. 193–200.

67. Dölz B.H. and Frauendorf F. Competerized simulation of air–cooled condensers. – Proceedings of the XIVth International Congress of Refrigeration, vol. 2, 1975, pp. 153–169.

68. Glass I. Specifying and rating fans. – Chemical Engineering, 1978, pp. 120–124.

69. Hage M. – Klima und Kälteingenieur, 1979, No. 5, S. 211–214.

70. Hotani S. – Reito Refrigeration, 1982, vol. 57, No. 655, pp. 10–16.

71. Hotani S., Mori K., Maruta T. – Reito Refrigeration, 1977, vol. 52, No. 597, pp. 631–639.

72. Idsumi R. – Science of Machine, vol. 31, 1979, pp. 373–378.

73. Mazur P. – Prumysl Potravin, 1969, s. 16, No. 3, s. 130–133.

74. Lassen O. – The Danfoss J., 1981, No. I, pp. 2–5.

75. Neue STN – Verflüssiger. – Die Kälte und Klimatechnick, 1978, No. 9, p. 414.

76. Rich D. – ASHRAE J., 1960, No. 6, pp. 50–52.

77. Refrigeration and Air Conditioning Year Book, London, Refrigeration Press Ltd., 1980, pp. 173, 188, 261, 267.

78. Schmidt E. – Kältetechnik, 1963, No. 4, S. 18–21, 1963, No. 12, S. 28–32.

79. Skzivan V. – Prumysl potravin, 1981, No. 12, s. 41–25–44.28.

80. Shah R.K. Compact heat exchanger surface selection methods. – The VIth International Heat Transfer Conference, Toronto, vol. 4, Ottawa, pp. 193–199.

81. Touber S. – Koeltetechniek, 1981, No. 11, S. 230–232.

82. Webb R.L. Air-side transfer in finned tube heat exchangers. – Heat Transfer Engineering, 1980, vol. I, No. 3, pp. 33–49.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Станислав Романович Гопин
Виктор Михайлович Шавра

ВОЗДУШНЫЕ КОНДЕНСАТОРЫ МАЛЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Зав. редакцией Л. В. Корбут
Редактор Г. А. Гусева
Художественный редактор Т. И. Мельникова
Технический редактор Т. В. Мындру
Корректор Н. Т. Затеева

ИБ № 4984

Подписано в печать 04.03.87. Т-08462. Формат $60 \times 84^1/_{16}$. Бумага офсетная № 1. Печать офсетная. Гарнитура Пресс-Роман. Усл. п. л. 8,84. Усл. кр.-отт. 9,07. Уч.-изд. л. 10,58. Изд. № 023. Тираж 5800 экз. Заказ № 841 Цена 55 коп.

Ордена Трудового Красного Знамени ВО "Агропромиздат", 107807, ГСП, Москва, Б-53, ул. Садовая-Спасская, 18.

Типография № 9 Союзполиграфпрома Государственного комитета СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, 109033, Москва, Волочаевская, 40.